

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 : Construction mécanique

Par :

RAHMOUNI Mahmoud

SELLAH Mounir

Thème proposé par : M^r. HADDAR Dj.

Thème

**Etude d'une dérouleuse tractable de câble électrique de capacité
5 tonnes**

Soutenu le 28/06/2018 devant le jury composé de :

M^{lle}. HIMED L.

Président

Mr. HEMRI O.

Examineur

Année Universitaire 2017-2018

Remerciements

Au terme de ce modeste travail, nous tenons à exprimer nos remerciements les plus sincères au Bon Dieu qui nous a accordé la patience et la santé pour mener à bien tous nos efforts le long de notre travail,

Nous tenons à remercier notre promoteur monsieur HADDAR Djamel d'avoir accepté d'assurer notre encadrement et de nous avoir orienté et aidé pour enfin aboutir à ce modeste travail ;

Nous tenons à remercier également tous nos enseignants de cycle primaire à l'université.

Nous tenons un grand merci à nos familles qui nous ont soutenus tout au long de notre parcours.

Nous tenons à remercier tous nos amis.

Enfin, nous tenons merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

- ❖ *A ma mère et mon père, je vous dédie ce travail fruit en reconnaissance de vos sacrifices et en témoignage de la profondeur des sentiments que j'éprouve à votre égard, et que le dieu vous protège et vous donne la langue vie et la bonne santé ;*
- ❖ *A tous mes frères et mes sœurs sans acception, en témoignage de l'affection qui nous lie et de ma profonde gratitude, à qui je dois tout l'amour et à qui je souhaite un Avenir prospéré ;*
- ❖ *A tous ma famille ;*
- ❖ *A tous mes amis et tous mes collègues et tous ceux qui me sont chers ;*
- ❖ *A mon ami et mon binôme Mahmoud et sa famille ;*

Mounir

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

*À mes très chers parents pour tous leurs efforts et leur
patience durant toutes ces années, pour nous avoir
orientés et encouragés dans nos études.*

À toute ma famille.

À tous mes amis.

À tous mes collègues, et tous qui me sont chère.

À mon binôme Mounir et sa famille.

Mahmoud

Table des matières

Chapitre I : présentation de l'entreprise et généralités sur les remorques

Introduction générale.....	1
I.1. présentation de l'organisme d'accueil	2
I.1.1.Présentation de l'entreprise C.M.A.I	2
I.1.2.Activité de l'entreprise C.M.A.I	2
I.1.3.Historique de l'entreprise	3
I.1.4.Situation géographique	3
I.2.Les remorques	4
I.2.1.Définition.....	4
I.2.2.Description	4
I.2.3. Usage des remorques	4
I.2.4.Les différents types des remorques	5
I.2.4.1.Les semi-remorques	5
I.2.4.1.1.Définition	5
I.2.4.1.2. Les types de semi-remorques	5
I.2.4.2.Les caravanes	6
I.2.4.2.1.Définition	6
I.2.4.2.2.Les types des caravanes.....	6
I.2.4.3.Les citernes	8

Chapitre II : généralités sur les tourets et description de remorque port-touret

II.1.Les tourets	9
II.1.1.Définition du touret	9
II.1.2.La méthode de manutention et transport des tourets	9
II.1.2.1. A l'aide d'un chariot élévateur manuel ou motorisé.....	9
II.1.2.2. A l'aide d'un système de levage	10
II.1.2.3. A l'aide d'un dispositif d'aide au déplacement manuel	11
II.1.3. La méthode de manutention des tourets à axe vertical.....	11
II.1.4. Le déchargement des tourets	11
II.1.5. La protection des tourets	12
II.1.6. Le stockage des tourets	13
II.1.6.1. Le stockage sur parc	13
II.1.6.2. Les conditions atmosphériques	14

Table des matières

II.1.7. Les dimensions des tourets normalisés	14
II.1.8. La problématique	16
II.2. Description de remorque porte-touret.....	17
II.2.1. Présentation de la dérouleuse tractable (remorque porte- touret)	17
II.2.2. Les fonctions techniques de la remorque porte-touret.....	17
II.2.3. Caractéristiques techniques de la remorque porte-touret	19
II.2.4. Présentation des parties principales de la dérouleuse tractable	19
II.2.5. Le choix du matériau	20
II.2.5.1. L'acier S235JR.....	21
II.2.5.2. L'acier S335JR.....	22
Chapitre III : choix et dimensionnement des éléments de machine	
III.1. Pré dimensionnement du châssis de la remorque porte-touret	23
III.2. Calcul de diamètre de l'axe horizontal port-touret.....	24
III.2.1. Calcul des réactions aux appuis	25
III.2.2. Calcule des efforts internes	26
III.2.3. Le diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants	28
III.2.4. La condition de résistance	28
III.3. Calcul du diamètre de l'axe de blocage du support-système de levage	29
III.4. Description et choix de cric hydraulique.....	31
III.4.1. Définition	31
III.4.2. Les fonctions techniques de cric hydraulique	31
III.4.3. Le fonctionnement du cric hydraulique	32
III.4.4. le choix du cric hydraulique.	34
III.5. Dimensionnement du système d'attelage	34
III.5.1. Calcul de la force de traction	35
III.5.2. Calcul de la puissance nécessaire pour la traction de la remorque port-touret ...	37
III.5.3. Calcul du diamètre de système d'attelage	38
III.6. Dimensionnement de l'axe de la roue.	38
III.6.1. Calcul des diamètres de l'axe encastré	38
III.6.2. Calcul des efforts internes dans le plan OXY	38
III.6.3. Calcul des réactions dans l'encastrement de l'axe de la roue	39
III.6.4. Calcul des efforts internes.....	40
III.6.5. Diagramme de l'effort tranchant et du moment fléchissant.....	42
III.6.6. Calcul des efforts internes dans le plan OXZ	43

Table des matières

III.6.7. Calcul des réactions dans l'encastrement de l'axe de la roue	43
III.6.8. Calcul de l'effort tranchant et de moment fléchissant	44
III.6.9. Calcul du moment de torsion	46
III.6.10. Calcul du moment résultant.....	47
III.6.11. La condition de résistance.....	48
III.7. Calcul et choix d'un roulement.....	48
III.7.1. Les critères de choix des roulements	48
III.7.2. Montage des roulements dans le cas d'un logement tournant montage en « O »... 49	
III.7.3. Calcul de roulement	50
III.7.3.1. Calcul de la charge dynamique de base d'un roulement	50
III.7.3.2. Calcul de la durée de vie de roulement en heure (Lh).....	50
III.7.3.3. Calcul de la vitesse de rotation	50
III.7.3.4. Calcul de la charge dynamique équivalente	51
III.8. Calcul des assemblages soudés	52
III.8.1. assemblage du système d'ancrage	52
III.8.2. Assemblage du système d'attelage	54
III.8.3. Assemblage de l'axe de roue.	54
III.8.4. Assemblage du profilé mécano-soudé de section carrée	56
III.9. Calcul des assemblages par goujons	57
Chapitre IV : Conception, simulation et interprétation des résultats	
IV.1. Définition de la simulation numérique	60
IV.2. Les critères de choix du logiciel SOLIDWORKS	60
IV.3. Présentation de la simulation numérique	60
IV.4. Les étapes d'une étude CAO (conception assisté par ordinateur) d'une pièce mécanique.....	61
IV.5. Simulation de différentes pièces de la dérouleuse tractable.....	62
IV.5.1. Simulation du châssis	62
IV.5.1.1. Model 3D du châssis.....	62
IV.5.1.2. Affectation du matériau	62
IV.5.1.3. Application des conditions aux limites.....	62
IV.5.1.4. Application des chargements sur le châssis	63
IV.5.1.5. Le maillage	64
IV.5.1.6. Visualisation des résultats	64
IV.5.2. Simulation de système d'ancrage	67
IV.5.2.1. Modèle 3D de système d'ancrage.....	67

Table des matières

IV.5.2.2. Affectation du matériau	68
IV.5.2.3. Application des conditions aux limites.....	68
IV.5.2.4. Application des chargements.....	68
IV.5.2.5. Le maillage du système d’ancrage.....	69
IV.5.2.6. Visualisation des résultats.....	70
IV.5.3. Simulation de l’arbre port-touret	73
IV.5.3.1. Affectation du matériau	73
IV.5.3.2. Application des conditions aux limites.....	73
IV.5.3.3. Application des chargements.....	74
IV.5.3.4. Le maillage d’axe port-touret	74
IV.5.3.5. Visualisation des résultats.....	75
IV.5.4. Simulation de l’axe de la roue	79
IV.5.4.1. Affectation du matériau	79
IV.5.4.2. Application des conditions aux limites.....	79
IV.5.4.3. Application des chargements.....	79
IV.5.4.4. Le maillage de l’axe de la roue.....	80
IV.5.4.5. Visualisation des résultats.....	80
Conclusion générale.....	84
Bibliographie	
Annexes	

Table des figures

Table des figures

Figure I.1 : Un broyeur mélangeur d'aliment de bétail fabriqué par l'entreprise C.M.A.I	2
Figure I.2 : Une remorque porte touret fabriqué par l'entreprise C.M.A.I	3
Figure I.3 : Une semi-remorque porte engin	5
Figure I.4 : Une caravane à un essieu	6
Figure I.5 : Une caravane à deux essieux.....	7
Figure I.6 : Une caravane pliante rigide remorquée par une voiture	8
Figure I.7 : Une citerne	8
Figure II.1 : La méthode de manutention du touret à l'aide un chariot élévateur	10
Figure II.2 : Les méthodes à éviter lors de levage d'un touret	10
Figure II.3 : Les différentes méthodes pour déplacer un touret à l'aide d'un dispositif manuel	11
Figure II.4 : La méthode à éviter lors de déroulement des tourets	13
Figure II.5 : La méthode efficace pour le stockage des tourets	13
Figure II.6 : Un touret	15
Figure II.7 : Remorque pore touret	17
Figure II.8 : Diagramme pieuvre des fonctions de service de la remorque porte touret.....	18
Figure II.9 : Les différents composants de la remorque porte touret.	20
Figure : III.1 : Un châssis de remorque porte touret.....	24
Figure III.02 : L'emplacement de l'axe porte touret	25
Figure.III.03 : Modélisation de l'axe porte touret	25
Figure III.04 : Présentation du premier tronçon	26
Figure III.05 : Présentation du deuxième tronçon	26
Figure III.06 : Présentation du troisième tronçon.....	27
Figure III.07 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants	28
Figure III.08 : L'emplacement de l'axe support-système de levage	29
Figure III.09 : La tige de blocage de système de levage.....	30
Figure III.10 : Diagramme pieuvre des fonctions de service du cric.....	31
Figure III.11 : La tige de cric en cours de montée.....	33
Figure III.12 : Action de descente de tige de cric.....	33
Figure III.13 : Aperçu du système d'attelage dans la remorque porte touret	35
Figure III.14 : Schématisation des forces exercées sur le châssis de la remorque porte touret.	36

Table des figures

Figure III.15 : Schéma représentatif d'un pneu en contact avec le sol.....	36
Figure III.16 : Aperçus de l'axe de la roue dans le plan OXY	39
Figure.III.17 : Modélisation de l'axe de roue	39
Figure. III.18 : Présentation du premier tronçon	40
Figure. III.19 : Présentation du deuxième tronçon	41
Figure. III.20 : Présentation du troisième tronçon.....	41
Figure III.21 : Diagramme des efforts internes dans le plan OXY.....	42
Figure III.22 : Aperçus du tige de la roue dans le plan OXZ.	43
Figure III.23 : Présentation du premier tronçon	44
Figure III.24 : Présentation du deuxième tronçon	44
Figure III.25 : Présentation du troisième tronçon.....	45
Figure III.26 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants dans le plan OXZ.....	46
Figure III.27 : Diagramme du moment de torsion	47
Figure III.28 : Le montage des roulements en « O »	49
Figure III.29 : Aperçu de l'assemblage soudé du système d'ancrage	53
Figure III.30 : Aperçu de l'assemblage soudé du système d'attelage	54
Figure III.31 : Aperçu de l'assemblage soudé d'axe de la roue.	55
Figure III.32 : Aperçu de l'assemblage soudé du profilé mécano-soudé de section carrée. ...	56
Figure III.33 : Aperçu d'assemblage par des goujons dans la roue de la remorque porte touret	58
Figure III.34 : La répartition des efforts exercés sur les goujons	59
Figure IV.1 : Présentation du processus de simulation	60
Figure IV.2 : Présentation de model 3D du remorque porte touret.....	62
Figure IV.3 : Application des conditions aux limites sur le châssis de remorque porte touret	63
Figure IV.4 : Application des chargements sur le châssis	63
Figure IV.5 : Le maillage du châssis	64
Figure IV.6 : La distribution des contraintes de Von Mises sur le châssis	65
Figure IV.7 : La distribution des déplacements dans le châssis	66
Figure IV.8 : La distribution des déformations dans le châssis	66
Figure IV.9 : La distribution des coefficients de sécurité	67
Figure IV.10 : Représentation du système d'ancrage	67
Figure IV.11 : Application des conditions aux limites au système d'ancrage	68

Table des figures

Figure IV.12: Application des chargements au système d’ancrage	69
Figure IV.13: Application du maillage au système d’ancrage	69
Figure IV.14: La distribution des contraintes de Von Mises dans le système d’ancrage	70
Figure IV.15: La distribution des déplacements dans le système d’ancrage	71
Figure IV.16: La distribution des déformations dans le système d’ancrage	72
Figure IV.17: La distribution de coefficient de sécurité dans le système d’ancrage	73
Figure IV.18: Application des conditions aux limites à l’axe port-touret.....	74
Figure IV.19: Application des chargements à l’axe port-touret.....	74
Figure IV.20: Application du maillage à l’axe port-touret	75
Figure IV.21: La distribution des contraintes dans l’axe port-touret	76
Figure IV.22: La distribution des déplacements dans l’axe port-touret.....	77
Figure IV.23: La distribution des déformations dans l’axe port-touret	78
Figure IV.24: La distribution des coefficients de sécurité dans l’axe port-touret.....	78
Figure IV.25: Application des conditions aux limites sur l’axe de la roue.....	79
Figure IV.26: Application des chargements sur l’axe de la roue	79
Figure IV.27: Le maillage de l’axe de la roue.....	80
Figure IV.28 : La distribution des contraintes de Von Mises dans l’axe de la roue	81
Figure IV.29 : La distribution des déplacements dans l’axe de la roue	82
Figure IV.30: La distribution des déformations dans l’axe de la roue.....	82
Figure IV.31: La distribution des coefficients de sécurité... ..	83

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau II.1: Les dimensions normalisées de touret selon la norme française.	15
Tableau II.2: Les fonctions de service de remorque porte touret	18
Tableau II.3: Les caractéristiques mécaniques de l'acier S235JR.....	21
Tableau II.4: Les différents compositions chimique de l'acier S235JR.	21
Tableau II.5: Les caractéristiques mécaniques de l'acier S355JR.....	22
Tableau II.6: Les différents compositions chimique de l'acier S355JR.	22
Tableau III.1: Les dimensions de touret de capacité 5 tonnes.....	23
Tableau III.2: La relation entre R_{eg} et R_e pour différents matériaux	31
Tableau III.3: Les fonctions de service du cric hydraulique.	32
Tableau III.4: Les caractéristiques du cric hydraulique choisi	34
Tableau IV.1: Les paramètres utilisés pour la création du maillage de châssis.....	66
Tableau IV.2: Les paramètres utilisés pour la création du maillage de système d'ancrage ..	70
Tableau IV.3: Les paramètres utilisés pour la création du maillage de l'axe port touret	75
Tableau IV.4: Les paramètres utilisés pour la création du maillage de l'axe de la roue	80

Liste des symboles et abréviations

Liste des symboles et abréviations

AN : application numérique.
C : Charge dynamique de base (KN).
CAO : conception assisté par ordinateur
C.M.A.I : construction de machines agro-industrielles
D : le diamètre (mm).
d : la distance (m).
FP : Fonction principale
FC : Fonction complémentaire
Fa : La charge axiale (N)
Fr : La charge radiale (N)
Ft : force tangentiel (N)
 I_{Gz} : moment quadratique (mm^4).
Lh : Durée de vie de roulement en heure (h).
Me : le moment d'encastrement (N.m).
Mf : Moment de flexion (N.mm)
Mr : le moment réduit (N.m).
NF : norme française
N : coefficient de sécurité (sans unité).
N : Vitesse de rotation (tr/min).
P : Charge dynamique équivalente (KN)
 R_{pg} : résistance pratique au glissement (Mpa)
 R_{eg} : résistance élastique au glissement (Mpa)
 R' : la contrainte admissible (MPa).
Re : la limite d'élasticité (Mpa)
S : la section droite (mm^2).
V : Vitesse linéaire (km/h).
W : la vitesse angulaire(rd/s)
X : Facteur radial.
Y : Facteur axial.
 τ : contrainte tangentielle (Mpa).
 σ_{adm} : la contrainte admissible (MPa).
 μ_R : coefficient de résistance au roulement.

Introduction générale

Introduction générale

Le secteur remorque est très important dans le monde industriel, son utilisation dans plusieurs domaines tel que les travaux publics et le secteur agricole.

La plupart des travailleurs sont confrontés quotidiennement à des efforts physiques, parfois intenses, tels que le levage ou le déplacement des charges, ces actes physiques sont appelés « manutention manuelle », ces charges mettent la santé des travailleurs en danger.

Le but de ce projet est de proposer une solution au problème de manutention, particulièrement celui du transport de touret du lieu de stockage au chantier, ainsi qu'une technique appropriée pour le déroulage de ces tourets et la facilité de les manoeuvrer afin de réduire les risques professionnels et augmenter la sécurité des travailleurs.

Pour entamer ce travail nous avons l'opportunité de suivre un stage au sein de l'entreprise C.M.A.I. pour cela, nous avons divisé ce travail en quatre chapitres :

Le premier chapitre est reparti en deux parties : la première comporte la présentation de l'entreprise, la deuxième est consacrée aux généralités sur les remorques.

Le deuxième chapitre est aussi réparti en deux parties : la première présente des généralités sur les tourets, et la deuxième comporte la description de remorque porte-touret.

Le troisième chapitre est consacré au choix et dimensionnement des éléments de machine.

Le quatrième chapitre est consacré à la conception, simulation des différentes pièces de remorque port-touret et interprétation des résultats.

En fin, nous terminerons notre travail avec une conclusion générale.

Chapitre I

**Présentation de l'entreprise
et
généralités sur les remorques**

I.1. Présentation de l'organisme d'accueil

I.1.1. Présentation de l'entreprise C.M.A.I

C'est une entreprise privée de construction et fabrication des machines agro-industrielles.

I.1.2. Activité de l'entreprise C.M.A.I

C.M.A.I est spécialisée dans la fabrication des :

- ❖ Broyeurs à marteaux de différentes puissances.
- ❖ Mélangeur horizontal et vertical.
- ❖ Vis sans fin pour céréales et autres produits pulvérulents.
- ❖ Transporteur à bande et à tasseaux.
- ❖ Silos de stockage.
- ❖ Grands travaux de chaudronnerie.
- ❖ Remorque porte-touret.



Figure I.1 : Un broyeur mélangeur d'aliment de bétail fabriqué par l'entreprise C.M.A.I



Figure I.2 : Une remorque porte touret fabriqué par l'entreprise C.M.A.I

I.1.3. Historique de l'entreprise

L'entreprise C.M.A.I a commencé ses activités de construction et fabrication de machines agro-industrielles depuis 2002.

I.1.4. Situation géographique

L'entreprise C.M.A.I est située au lieu-dit TAKRIET SIDI-AICH wilaya de Bejaia.

I.2. Les remorques

I.2.1. Définition

Une remorque est un véhicule tractable que l'on attache à un autre véhicule, dit tracteur, pour la déplacer. [01]

I.2.2. Description

Le terme remorque est très courant dans le domaine du transport routier.

Dans le domaine du chemin de fer, les véhicules remorqués sont les wagons de transport des marchandises ou les voitures de transport de voyageurs. Toute fois le terme remorque s'emploie pour désigner les voitures tractées par des autorails ou les voitures non motorisées des rames automotrices.

La remorque désigne aussi l'action de remorquer (mais on dit aussi « remorquage »), ainsi que le lien souple (câble) ou rigide (barre) qui transmet l'effort de traction entre le véhicule tracteur et celui qui est remorqué.

La semi-remorque est techniquement destinée à être attachée à un autre véhicule de telle manière qu'elle repose en partie sur celui-ci et qu'une partie appréciable de son poids et du poids de son chargement soit supportée par lui. [01]

I.2.3. Usage des remorques

Une remorque peut être affectée à des tâches diverses et variées, comme porte conteneur, plateau fourgon, benne, bétailière, citerne, frigorifique pour le transport des denrées périssables et dans ce cas la remorque est munie d'un moteur avec un réservoir d'appoint, remorque à châssis extensible pour le transport de produits de grande longueur tel que les profilés marchands, remorque surbaissée pour le transport des gros engins de travaux publics et bâtiments

On peut également adapter différentes machines sur une remorque, dans le cas de travaux spéciaux : grues, matériel militaire, véhicules de secours, d'intervention, ou véhicules affectés à des travaux spéciaux comme l'exploitation forestière, le réseau routier, l'entretien de réseaux de curage ou d'hydrocurage, véhicules miniers. [01]

I.2.4. Les différents types des remorques

I.2.4.1. Les semi-remorques

I.2.4.1.1. Définition

Une semi-remorque est une remorque routière destinée au transport des marchandises dont la particularité est de reposer sur un ou plusieurs essieux, à l'arrière, et sur le véhicule tracteur, à l'avant, par l'intermédiaire d'une plateforme appelée sellette, de sorte que le tracteur supporte une partie notable du poids de la remorque et de son chargement. [01]

I.2.4.1.2. Les types de semi-remorques

Il existe de nombreux types et dimensions de semi-remorques, selon le genre de transport à effectuer.



Figure I.3 : Une semi-remorque porte engin [01]

I.2.4.2. Les caravanes

I.2.4.2.1. Définition

Une caravane est un type de remorque destiné à être habitée, de manière temporaire (pour le camping, par exemple) ou permanente. Les caravanes peuvent être tractées par des automobiles ou des camionnettes. Lorsqu'elles sont intégrées au châssis d'un petit camion, on parle alors de camping-car. [01]

I.2.4.2.2. Les types des caravanes

❖ Caravane rigide à un essieu

Les caravanes rigides à un essieu se distinguent par leur poids mais aussi leur coût et peuvent dans la plupart des cas, être tractées par des véhicules de faible puissance. Elles sont plus maniables sans véhicule que les caravanes à double essieu, les manœuvres en sont donc facilitées. Ce type de caravane est parfait pour les voyages itinérants [01].



Figure I.4 : Une caravane à un essieu [01]

❖ Caravane rigide à deux essieux ou plus

Ce type de caravane généralement utilisé par les gens du voyage car elle est très habitable. Elles sont généralement équipées d'un frigo trimixte (12 V / 230 V / gaz), plaque de gaz avec évier, d'une climatisation, d'un chauffage au gaz avec soufflerie, de l'eau chaude et froide, d'une douche et WC (ou grande douche seule), parfois d'une vasque dans la chambre. Certaines comprennent une chambre d'enfants avec deux lits superposés.

Elles sont plus stables sur la route que les caravanes à simple essieu. [01]



Figure I.5 : Une caravane à deux essieux [01]

❖ Caravane pliante rigide

Les caravanes pliantes rigides se présentent comme des remorques de faible hauteur qui, une fois dépliées, se composent de cloisons dures et rigides et s'apparentent ainsi à des caravanes classiques. Elles ont l'avantage d'être légères et peuvent être tractées par des voitures très faible puissance. Elles sont également plus économiques en ce qui concerne la consommation de carburant.

Elles peuvent être dépliées en quelques minutes par une seule personne et ne nécessitent pas un garage spacieux car elles peuvent être stockées sur le côté grâce à des chariots de remisage. Il est possible d'y ajouter une galerie pour transporter des bagages, bicyclettes, etc. Le côté moins pratique, lors de voyages itinérants, c'est qu'il faut la monter et la démonter à chaque étape. [01]



Figure I.6 : Une caravane pliante rigide remorquée par une voiture [01]

I.2.4.3. Les citernes

La citerne est une cuve destinée à emmagasiner et transporter les liquides (eau, produits pétrolier, etc.) dans divers domaines (agricole, travaux publiques, etc.), elle est tractée par un tracteur agricole ou un camion. [01]



Figure I.7 : Une citerne [01]

Chapitre II

**Généralités sur les tourets
et
présentation de remorque
port-touret**

II.1. Les tourets

II.1.1. Définition du touret

C'est une sorte de bobine le plus souvent en bois ou en métal, sur laquelle vient s'enrouler un câble ou un fil pour faciliter son usage et son transport.

II.1.2. La méthode de manutention et transport des tourets

Lors de manutention, stockage, chargement, transport et déchargement des produits, des précautions doivent être prises pour ne pas endommager le produit, ni gêner son utilisation ultérieure. une attention particulièrement doit être prise en compte au niveau du poids du touret, il existe différents méthodes de manipulation du touret. [02]

II.1.2.1. A l'aide d'un chariot élévateur manuel ou motorisé

Il convient :

- ❖ D'adapter l'écartement des fourches au diamètre du touret pour assurer à la charge une stabilité au cours de la manutention.
- ❖ De présenter le chariot dans l'axe du touret.
- ❖ De positionner les fourches dans un plan horizontal.
- ❖ D'engager les fourches de part et d'autre du touret, et de s'assurer que les fourches dépassent la joue la plus éloignée du chariot.
- ❖ De transporter le touret sur son lieu de stockage.
- ❖ De poser le touret lorsque le chariot est immobile. [02]



Figure II.1 : La méthode de manutention du touret à l'aide un chariot élévateur. [02]

II.1.2.2. A l'aide d'un système de levage

Dans le cas ou des élingues sont utilisées, il est interdit :

- ❖ De les placer sur les douves extérieures de la bobine ou a fortiori sur le câble.
- ❖ De les placer de façon telle qu'elles puissent casser les joues du touret ou même qu'elle puissent les déformer suffisamment pour écraser le câble.



Figure II.2. Les méthodes à éviter lors de levage d'un touret. [02]

Les élingues montées sur un palonnier, doivent être de longueurs égales et supporter le touret par l'intermédiaire d'une barre de résistance suffisante placée dans l'axe du touret.

Il est recommandé d'utiliser un palonnier dès que la charge à soulever dépasse 1500 daN. [02]

II.1.2.3. A l'aide d'un dispositif d'aide au déplacement manuel

Lorsque l'on utilise un dispositif d'aide au déplacement manuel (bras de levier, pousse-wagon, etc.), celui-ci doit s'appliquer sur la bande de roulement de la joue du touret et non sur le câble.



Figure II.3 : Les différentes méthodes pour déplacer un touret à l'aide d'un dispositif manuel.[02]

II.1.3. La méthode de manutention des tourets à axe vertical

Il ne faut pas manutentionner le touret en mettant les fourches sous la joue supérieure pour ne pas détériorer le touret, le câble et le conducteur.

❖ l'aide d'un chariot élévateur manuel et motorisé

Les tourets doivent être renversés et redressés avec précautions de manière à respecter leur intégrité. Ils sont généralement manutentionnés sur palette.

Dans le cas d'une manutention sans palette il faut veiller à ne pas détériorer la joue inférieure lors du chargement et du déchargement par chariot élévateur en utilisant, par exemple, deux bastaings comme support. [02]

II.1.4. Le déchargement des tourets

Le déchargement du touret doit se faire en utilisant les mêmes précautions que pour la manutention et le chargement. En outre il est interdit de faire tomber au sol un touret plein de la plate-forme d'un véhicule. [03]

Les joues des tourets ne doivent pas se chevaucher. ne jamais laisser tomber un touret de câble, de quelque hauteur que ce soit, en cours de transport ou d'utilisation. la chute d'un touret peut avoir une incidence sur son intégrité structurelle et entraîner des problèmes de déroulement cela peut également endommager le câble. lors du déchargement d'un véhicule, utiliser soit le hayon élévateur ou monte-charge (si équipé) ou bien un équipement approprié tel qu'un chariot élévateur. ne jamais laisser tomber les tourets du niveau du véhicule au sol. [03]

II.1.5. Protection des tourets

Il convient de respecter les règles d'usage lors des manipulations des conditionnements, il faut éviter : chutes, surcharges, chocs, agressions en tout genre, renversement, basculement, etc. [03]

❖ Pour dérouler un touret :

Ne pas le poser à plat sur le sol et il est interdit de le dérouler à la défilée.

Ne pas le dérouler perpendiculairement pour éviter que des torsions se forment. les torsions ont un effet néfaste sur les performances de transmission et la durée de vie du câble. il faut tirer le câble d'une façon à ce que celui-ci se trouve parallèle au sol. [03]

❖ Pour dérouler un câble

Les joues des tourets ne doivent pas se chevaucher. si l'on rembobine un câble sur un autre touret, le diamètre du nouveau touret doit être compatible avec le rayon de courbure minimum du câble et l'étiquette informative d'origine du câble doit être copiée sur le nouveau touret. le nouveau touret doit également être en bon état de sorte de ne pas endommager la gaine du câble pendant l'opération de rembobinage.[03]

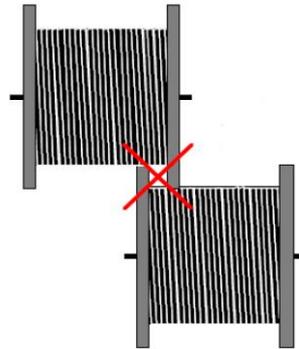


Figure II.4 : La méthode a évité lors de déroulement des tourets [03]

II.1.6. Le stockage des tourets

Les tourets doivent être stockés dans des endroits présentant une surface plane et ferme.

Utiliser des équipements appropriés pour sécuriser les tourets afin d'empêcher leur déplacement.

Au stockage des tourets, les câbles doivent être capuchonnés des deux bouts, même après découpage d'une partie de la longueur. si la pose des câbles sur tranchée n'a pas été terminée, les câbles posés avant confection des jonctions ou des extrémités doivent être impérativement capuchonnés pour éviter la pénétration d'eau dans les âmes des câbles. [03]

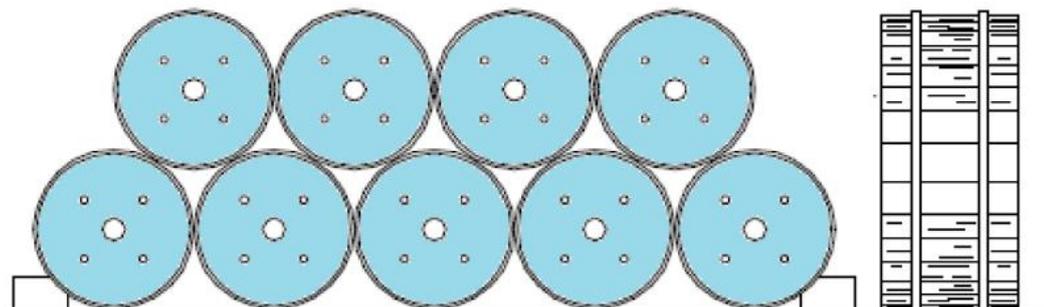


Figure II.5 : La méthode efficace pour le stockage des tourets [03]

II.1.6.1. Le stockage sur parc

Le parc de stockage doit être aménagé de manière à permettre la conservation du produit en particulier en prévenant les risques du choc. pour éviter les risques liés à l'imbrication, il est recommandé d'installer sur le parc un système fixe ou mobile de calage ou de guidage

des tourets, de manière à ce que les joues d'un touret ne puissent pas venir en contact avec le câble d'un autre touret. [03]

II.1.6.2. Conditions atmosphériques

L'humidité et les conditions atmosphériques peuvent oxyder et décolorer les conducteurs exposés. Le câble non couvert et non protégé se dégrade en raison de l'exposition directe au soleil et aux autres éléments. Si les câbles sont bien protégés, l'isolant ne se dégradera pas. De manière générale, il faut entreposer à l'intérieur le câble utilisé à l'intérieur. tout câble pouvant être utilisé à l'extérieur peut être entreposé à l'extérieur.

Il faut bien sceller l'extrémité des câbles entreposés à l'extérieur pour empêcher l'humidité d'y pénétrer.

Il ne faut pas entreposer les bobines en bois en contact avec le sol pour éviter qu'elles pourrissent. il faut entreposer les bobines sur une surface plane et dure pour que les bords ne s'enfoncent pas dans le sol. les bords doivent supporter le poids de la bobine et du câble en tous les temps. il ne faut pas stocker les bobines de câble et le revêtement calorifuge durant une longue période en contact direct avec l'eau ou l'humidité. il faut entreposer le câble à l'abri des déversements et des giclées de produits chimiques ou pétroliers. il faut stocker le câble loin des flammes nues et des sources de chaleur intense. S'il faut déplacer les bobines, il faut effectuer une inspection bimensuelle pour détecter d'éventuels signes de détérioration. si les bobines se trouvent dans un endroit non sûr, il peut s'avérer nécessaire d'inspecter l'endroit régulièrement, selon les circonstances. il faut conserver dans un dossier la date de livraison, le nom du fabricant, la date d'installation et toute circonstance atténuante, ainsi que tous les rapports d'essais. [03]

II.1.7. Les dimensions normalisées des tourets

Le tableau II.1 représente les différentes dimensions des tourets et la charge admissible pour chaque touret selon la norme française NF B 55-007.

Pour notre projet la charge maximale de touret égale à 5000 Kg, les caractéristiques de notre touret sont indiquées dans la zone rouge de tableau (II.1).

Tableau II.1 : Les dimensions normalisées de touret selon la norme française. [04]

Type de touret		XBN	ABN	BBN	CBN	DBN	EBN	FBN	GBN	HBN	IBN
Désignation selon NF B 55-007											
Diamètre des joues D (mm)		600	750	900	1050	1200	1400	1650	1900	2000	2600
Diamètre du tambour d (mm)		350	350	450	550	650	800	960	1200	1400	1600
Largeur utile Lu (mm)		300	350	450	450	600	600	600	950	1000	1000
Largeur utile hors tout L (mm)		385	435	555	555	705	720	735	1150	1220	1260
Diamètre du trou d'axe (mm)		42	82	82	82	82	82	82	82	82	82
Charge maximale (Kg)		200	500	700	800	1200	1500	2500	4000	5000	7000

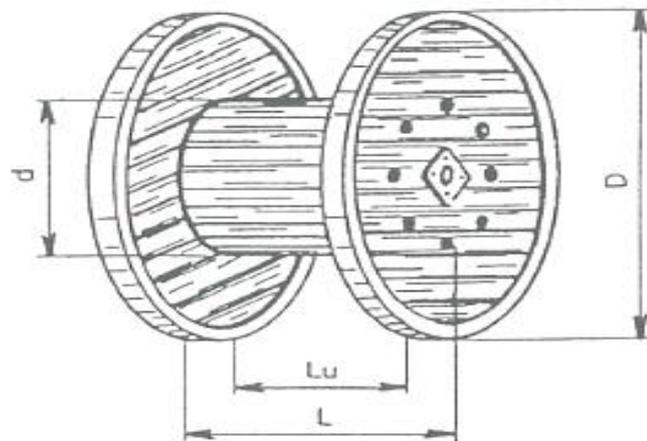


Figure II.6 : Un touret.

II.1.8. La problématique

Depuis la découverte de l'énergie électrique, son utilisation devient indispensable pour notre vie dans tous les domaines tel que l'éclairage des maisons et des routes, l'alimentation des machines électro-ménagères et industrielles, etc., afin de transporter cette énergie de la station de production au consommateur il nous faut un moyen de transport de l'énergie qui est le câble électrique.

Les câbles électriques sont utilisés dans le domaine énergétique et des travaux publics et bâtiments, pour faciliter le transporte du lieu de leur stockage au chantier il faut les enrouler dans des tourets qui ont des dimensions géométriques différentes, selon la charge et la nature du câble transporté, tels qu'ils sont conçus en usine sont emballés enroulés dans un touret.

Il existe des tourets dont le diamètre relativement important pouvant atteindre ou dépasser parfois 04 mètres selon la norme française, et dont un poids est de l'ordre de 18 tonnes, ce qui pose un vrai problème de manutention et de déroulement de ses tourets.

Notre objectif dans ce projet est de proposer une solution au problème de manutention, particulièrement celui du transport du touret sur chantier ainsi qu'une technique appropriée de la pose du câble dans les tranchées creusées auparavant à cet effet. et vérification de la résistance de remorque porte touret de capacité 5 tonnes et dimensionnement de ses différents composants.

II.2. Description de la remorque porte touret

II.2.1. Présentation de dérouleuse tractable (remorque porte touret)

Est une remorque qui permet de lever et transporter les tourets de manière rapide et sécurisée, elle permet d'optimiser le temps nécessaire pour ces opérations tout en facilitant le déroulement de touret.

Les remorques portes touret sont généralement utilisées dans le secteur énergétique et des travaux publics et bâtiments.

La conception en U de l'arrière de la remorque permet de placer directement le touret en position de chargement. deux rangées verticales de crochets d'ancrage entraînés par des crics hydrauliques viennent le soulever pour le transport et le déchargement. Le touret est levé facilement grâce au système de levage hydraulique.



Figure II.7 : Remorque porte-touret. [05]

II.2.2. Les fonctions techniques de remorque porte touret

La figure II.8 représente les différentes fonctions de service principales et complémentaires de notre système (remorque porte- touret).

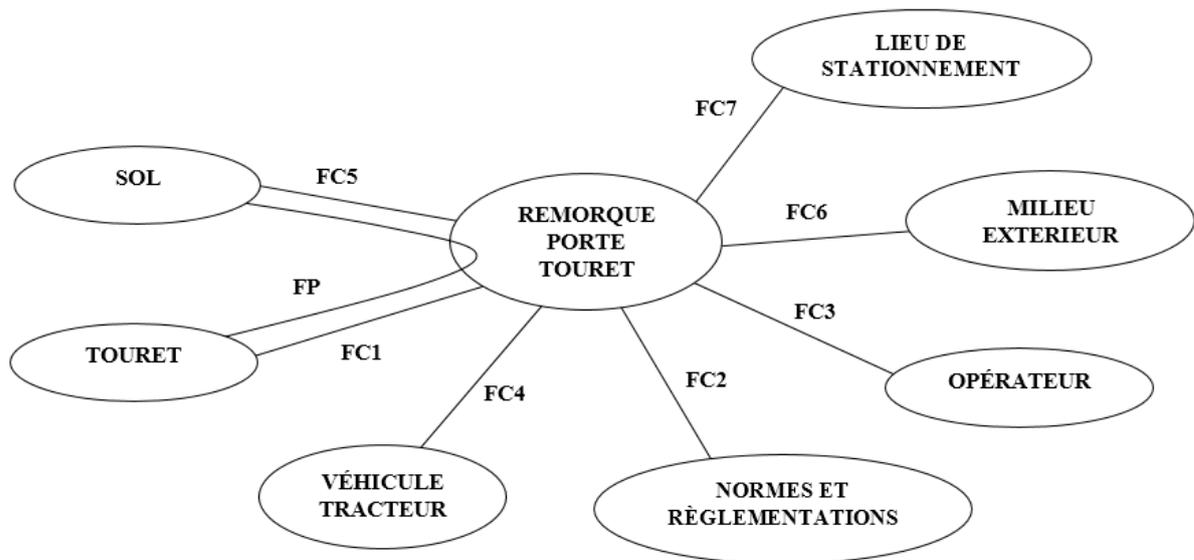


Figure II.8 : Diagramme pieuvre des fonctions de service de remorque porte-touret.

Tableau II.2 : Les fonctions de service de remorque porte-touret

Fonctions	Rôles
Fonction principale	FP : Charger un touret posé au sol dans le but de le transporter
Fonctions complémentaires	<p>FC1 : S'adapter aux différents diamètres et masses de tourets existants</p> <p>FC2 : Etre conforme aux normes et réglementations en vigueur</p> <p>FC3 : Etre pilotable et manœuvrable par un opérateur</p> <p>FC4 : Se solidariser au véhicule tracteur</p> <p>FC5 : S'adapter aux irrégularités et à la nature du sol</p> <p>FC6 : S'adapter au milieu extérieur</p> <p>FC7 : Permettre le stationnement en attente d'une utilisation</p>

II.2.3. Caractéristiques techniques de la remorque porte-touret

- ❖ Charge utile : 50 KN.
- ❖ Système de levage comporte 2 crics indépendants, chacun des deux peut être levé ou baissé de manière indépendante et manuelle.
- ❖ La remorque devant être attachée au véhicule tracteur par l'intermédiaire d'une tige d'attelage pour assurer le déplacement sur le chantier.
- ❖ Essieu simple rigide et système de remorquage rigide.
- ❖ Roue pivotante avant en hauteur réglable pour maintenir l'équilibre de la remorque au repos.
- ❖ Blocage du système de levage à l'aide d'une tige pour libérer la charge des efforts exercés sur les vérins.

II.2.4. Présentation des parties principales de la dérouleuse tractable.

- ❖ Un châssis : constitué de divers profilés mécano-soudé de section différentes (profilé carrée, profilé en U).
- ❖ Une paire de garde-boue.
- ❖ Un axe port-touret.
- ❖ Deux bagues d'arrêt latérales: permettent d'assurer le blocage du déplacement horizontal du touret sur l'axe port-touret.
- ❖ Pare-chocs arrière démontable.
- ❖ Deux mécanismes de levage : chacun constitué de système d'ancrage d'axe du touret qui contient 04 positions d'ancrage et d'un cric hydraulique pour assurer le levage du touret.
- ❖ Une roue jockey.

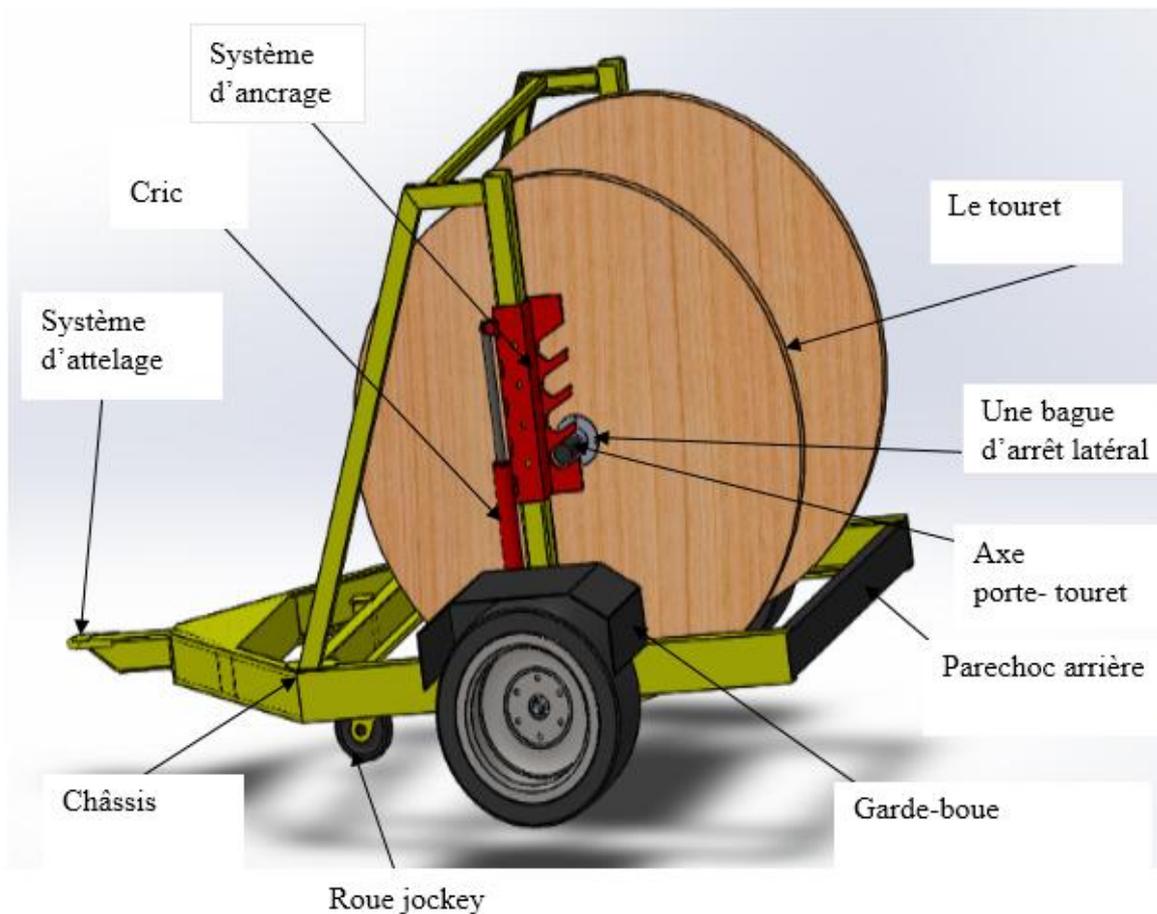


Figure II.9 : Les différents composants de la remorque porte touret.

II.2.5. Le 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 ce matériau est basé sur la disponibilité et le coût, nous avons utilisé ce matériau dans les structures suivantes : tous les profilés mécano-soudés utilisés dans le châssis, système d'attelage, l'arbre de l'essieu rigide, la tige support-système de levage.

II.2.5.1. L'acier S235JR

A). Propriété de l'acier S235JR

Cet acier a comme particularité une excellente conformation et soudabilité, il est utilisé avec une triple couche de peinture spéciale anticorrosion.

B). Utilisation de l'acier S235JR

Acier de base pour profilés, et produite plats.

C). Caractéristiques mécanique de l'acier S235JR

Tableau II.3 : Les caractéristiques mécaniques de l'acier S235JR. [06]

Le module d'élasticité	205000 Mpa
Coefficient de poisson	0.3
La masse volumique	7800 Kg/m ³
La résistance à la traction	490 Mpa
La limite élastique	235 Mpa

D). Composition chimique de l'acier S235JR

Le tableau ci-dessous représente les composants chimiques qui entrent dans la formation de l'acier S235JR et leur teneur en(%)

Tableau II.4 : Les différents compositions chimique de l'acier S235JR. [06]

Composant	C	Si	Mn	P	S
Proportion maximale (%)	0.17	0.03	1.40	0.020	0.020

D'autre part, nous avons utilisé l'acier S355 JR norme européenne (NF EN 10027), C'est aussi un acier de construction mécanique tel que l'acier S235JR et aussi d'usage général qui correspond à l'acier E36 selon la norme (NF A35-373/4), nous avons utilisé ce matériau dans les structures suivantes : axe porte-touret et système d'ancrage.

II.2.5.2. L'acier S355JR

A). Propriété de l'acier S355JR

Bonne usinabilité, apte à la soudure sous toutes formes telles que les procédés de soudage automatique et semi-automatique.

B). Utilisation de l'acier S355JR

Acier de base pour profilés, tubes, tôles, etc.

C). Caractéristiques mécaniques de l'acier S355JR

Le tableau ci-dessous représente les différentes caractéristiques mécaniques de l'acier S355JR.

Tableau II.5 : Les caractéristiques mécaniques de l'acier S355JR. [07]

Module d'élasticité	205000 Mpa
Coefficient de poisson	0.3
La masse volumique	7800 Kg/m ³
Résistance à la traction	490 Mpa
Limite élastique à la traction	355 Mpa

D). Composition chimique de l'acier S355 JR

Le tableau ci-dessous représente les composants chimiques qui entrent dans la formation de l'acier S355JR et leur teneur en(%)

Tableau II.6 : Les différents compositions chimiques de l'acier S355JR. [07]

Composant	C	Si	Mn	P	S
Proportion maximale (%)	0.18	0.03	1.50	0.035	0.035

Chapitre III

Choix et dimensionnement des éléments de machine

III.1. Pré dimensionnement du châssis de la remorque porte touret

Pour la construction du châssis de remorque porte touret, nous avons un touret de 5 tonnes et d'après les dimensions géométriques de touret qui nous avons pris selon la norme française NF B55-007 et qui sont représentés sur le tableau ci-dessus :

Tableau III.1 : Les dimensions de touret de capacité 5 tonnes

Diamètre de touret	2000 mm
Largeur de touret	1220 mm
Diamètre du trou d'axe de touret	82 mm

L'emplacement de touret est à l'intérieur de la remorque porte touret c'est à dire que le châssis doit assurer l'encombrement de touret donc les dimensions du châssis doivent être supérieur à celle de touret, le diamètre du touret étant égale à 2000 mm donc nous adoptons une longueur utile de châssis égale à 2300 mm, ce qui donne un espace libre de 150 mm de part et d'autre du touret. la largeur du touret égale à 1220 mm, pour cela nous adaptons une largeur utile de châssis égale à 1520mm, ce qui laisse un espace libre de chaque côté de la joue du touret égale à 150 mm, le diamètre de trou de touret égale 82mm, donc il faut que le diamètre d'axe de touret ne dépasse pas 82mm.

Après chargement et levage des tourets sur le sol avec une hauteur environ 300mm, le tube mécano-soudé de section carrée qui supporte le système de levage doit avoir une hauteur d'environ 1800mm pour éviter le contact entre le touret et le renfort horizontal de châssis lors de levage du touret.

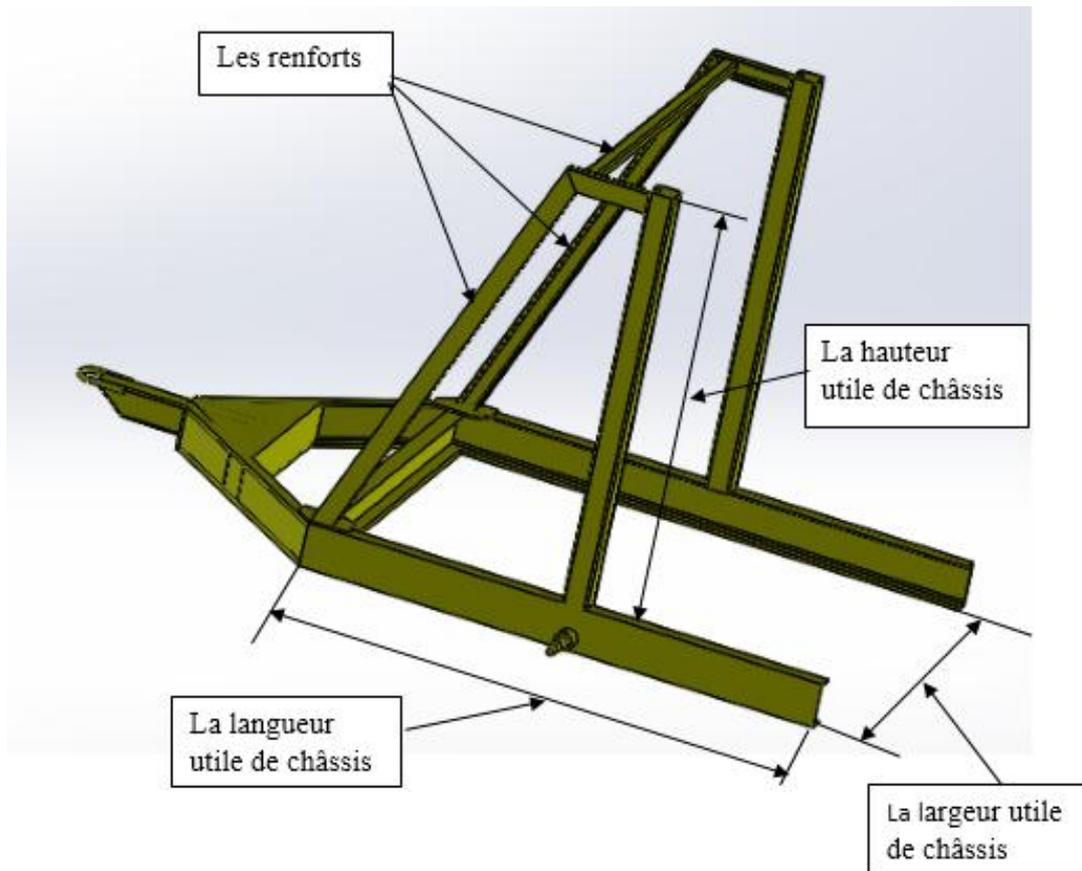


Figure III.1: Un châssis de remorque porte touret

III.2. Calcul de diamètre de l'axe horizontal port-touret

L'axe qui supporte le touret est sollicité à la flexion simple. on peut le modéliser par une poutre dont sa section droite est circulaire et simplement appuyée sur une extrémité et doublement appuyée sur l'autre pour quelle ne lâche pas sur l'un des deux côtés du système d'ancrage. elle est assimilée à une poutre dont le chargement appliqué est considéré comme uniformément répartie sur la longueur utile de touret ou le câble est enroulé qui est égale à 1000mm, en effet le câble constitue cette charge dont le poids total est supporté par l'axe port-touret, l'intensité de cette charge est égale au poids du touret soit à 50000N.

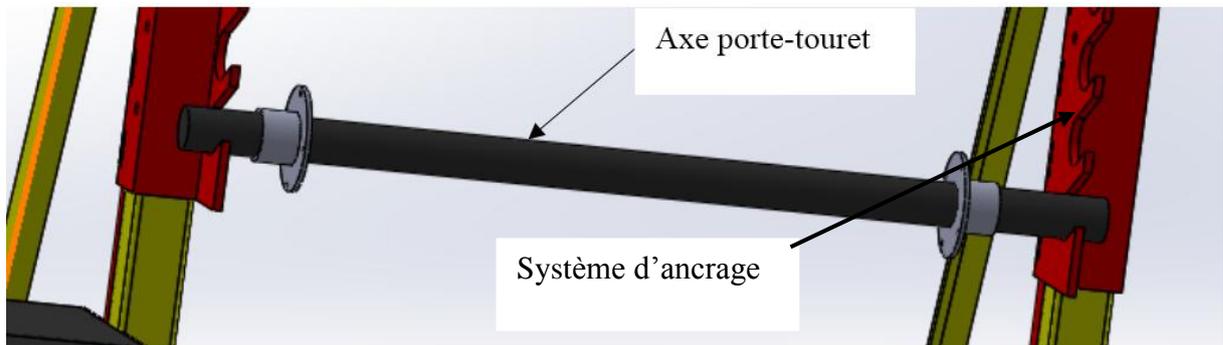


Figure III.2 : Aperçu d'axe porte-touret.

Pour la construction de cet axe, nous utiliserons un acier de construction mécanique dont la nuance est S355JR qui a une limite d'élasticité égale à 355 MPa.

Notre objectif est de déterminer le diamètre minimum pour que la barre résiste à la charge appliquée.

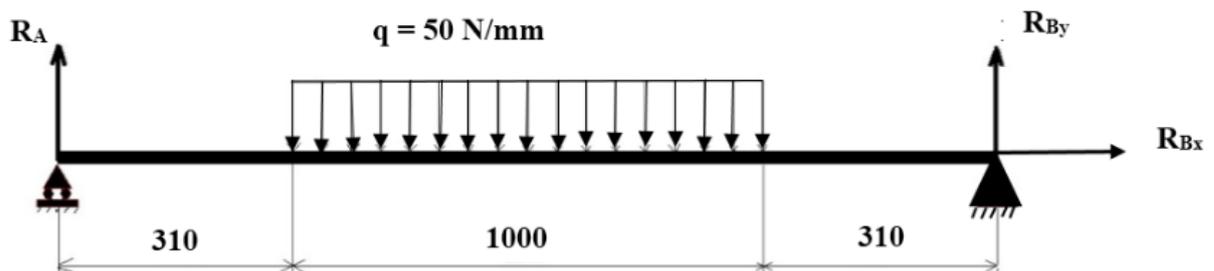


Figure.III.3 : Modélisation de l'axe port-touret

III.2.1. Calcul des réactions aux appuis :

$$\sum F_{ext/x} = 0. \quad (III.1)$$

$$\sum F_{ext/y} = 0. \quad (III.2)$$

$$R_{Bx} = 0.$$

$$R_A + R_{By} - (1000 \cdot q) = 0.$$

$$\sum M/A = 0. \quad (III.3)$$

$$-1000 \cdot q \cdot 810 + 1620 \cdot R_B = 0$$

$$\text{Donc } R_{By} = R_A = 25000 \text{ N.}$$

III.2.2. Calcul des efforts internes

1).Premier tronçon : $0 \leq x \leq 310$ mm.

$$N = 0.$$

$$T + R_A = 0 \text{ ce nous qui donne } T = - R_A$$

$$T = - 25000\text{N}$$

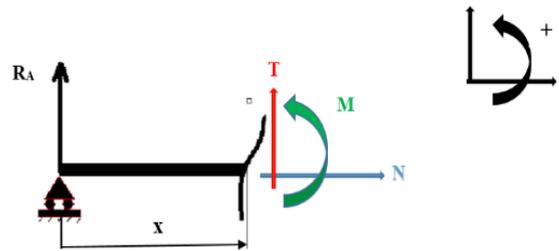


Figure III.4 : Présentation du premier tronçon.

$$-R_A \cdot x + Mz(x) = 0.$$

$$\text{Ce qui nous donne } Mz(x) = R_A \cdot x$$

$$\text{AN. } \begin{cases} x = 0; Mz(0) = 0 \text{ N.} \\ x = 310; Mz(310) = 25000 \cdot 310 = 7,75 \cdot 10^6 \text{ N.mm.} \end{cases}$$

2).Deuxième tronçon : $310 \leq x \leq 1310$ mm

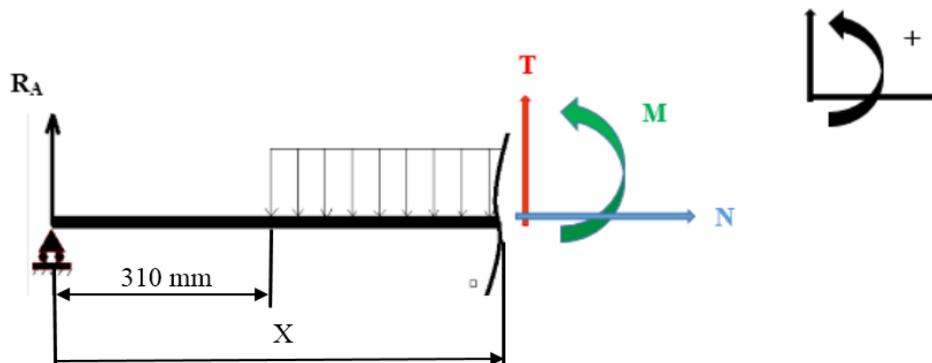


Figure III.05 : Présentation du deuxième tronçon.

$$N = 0.$$

$$T + R_A - q(x-310) = 0 \text{ ce qui donne } T = - R_A + q(x - 310)$$

$$T = - 25000 \text{ N.}$$

$$Mz(x) - R_A \cdot x + q \frac{(x-310)^2}{2} = 0 \text{ ce qui nous donne } Mz(x) = R_A \cdot x - q \frac{(x-310)^2}{2}$$

AN. $\begin{cases} x = 310 & ; M_z(310) = 7,75 \cdot 10^6 \text{ N.mm.} \\ x = 1310 & ; M_z(1310) = 7,75 \cdot 10^6 \text{ N.mm.} \end{cases}$

3). Troisième tronçon : $1310 \leq x \leq 1620 \text{ mm}$

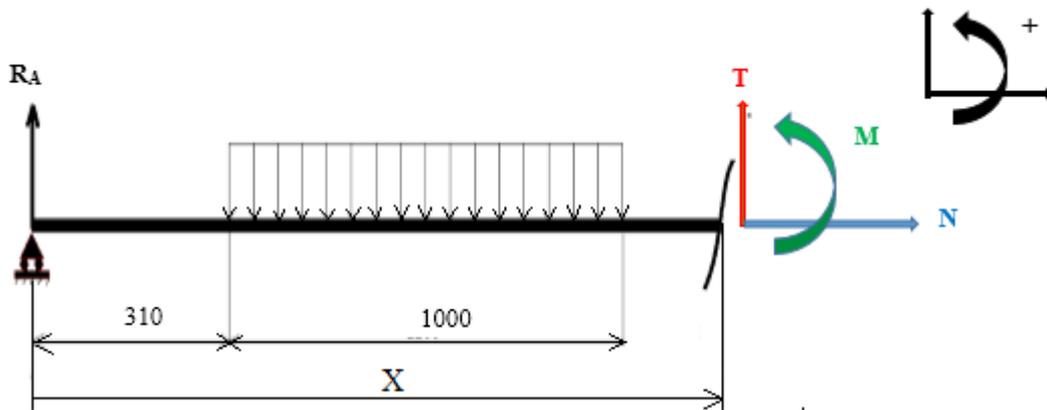


Figure III.06 : Présentation du troisième tronçon.

$N = 0.$

$T + R_A - 1000 \cdot q = 0$ ce qui nous donne $T = 1000 \cdot q - R_A.$

AN. $T = 25000 \text{ N.}$

$M_z(x) + R_A \cdot x - 1000 \cdot q(x-810),$ ce qui nous donne $M_z(x) = R_A \cdot x - 1000 \cdot q(x - 810)$

AN. $\begin{cases} x = 1310 & ; M_z(1310) = 7,75 \cdot 10^6 \text{ N.mm.} \\ x = 1620 & ; M_z(1620) = 0 \text{ N.mm.} \end{cases}$

Pour une valeur nulle de l'effort tranchant, la valeur du moment fléchissant est max.

$T = 0 ;$ donc $-R_A + q(x-310) = 0$

$-R_A + q \cdot x - 310 \cdot q = 0$

$x = \frac{R_A + 310 \cdot q}{q}$ donc $x = 810 \text{ mm.}$

$M_z(810) = 1,4 \cdot 10^7 \text{ N.mm.}$

III.2.3. Le diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants

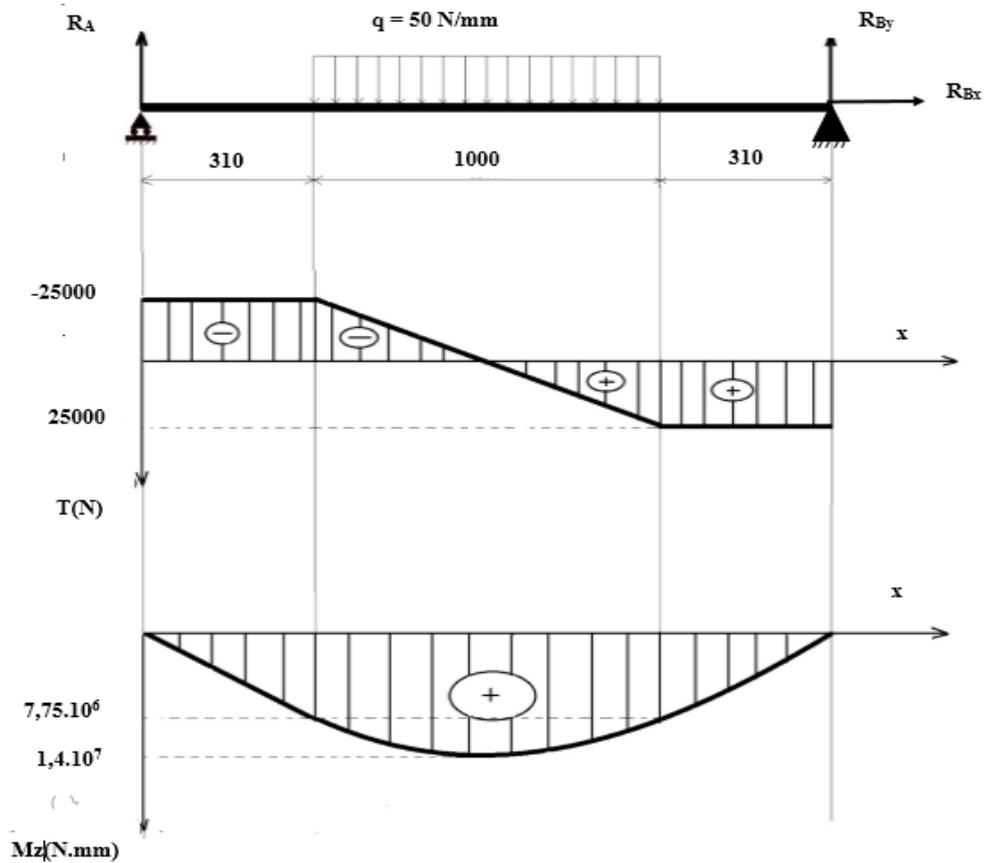


Figure III.07 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants

III.2.4. La condition de résistance

La condition de résistance pour l'axe porte touret est donnée par la formule suivante :

$$\frac{M_{f_{\max}}}{I_{Gz}} y_{\max} \leq R_e \quad (\text{III.4})$$

Avec : $M_{f_{\max}}$: moment de flexion maximal (N.mm).

I_{Gz} : moment quadratique (mm^4).

y_{\max} : distance entre la fibre neutre et la fibre la plus éloignée de la section droite de la poutre (mm).

R_e : la limite d'élasticité (Mpa).

$$\frac{Mf_{max}}{\frac{\pi D^4}{64}} \frac{D}{2} \leq Re \quad \text{donc} \quad \frac{32 Mf_{max}}{\pi D^3} \leq Re$$

$$\text{Ce qui donne : } D \geq \sqrt[3]{\frac{(32.Mf_{max})}{\pi Re}}$$

$$\text{AN. } D \geq \sqrt[3]{\frac{32*1,4*10^7}{3.14*355}} ; D \geq 73.79\text{mm.}$$

Nous adoptons un diamètre d'axe port touret égal à 75 mm.

III.3. Calcul du diamètre d'axe de blocage du support-système de levage

Après levage du touret à l'aide des deux crics aux positions convenables; ce qui consiste à surélever le touret du sol, on doit bloquer les deux systèmes de levage à l'aide de deux axes chacun dans un côté pour libérer la charge exercée par le touret sur la tige des deux crics.

Chaque axe doit supporter une charge de 25000 N équivalente à la moitié de la charge totale du touret.

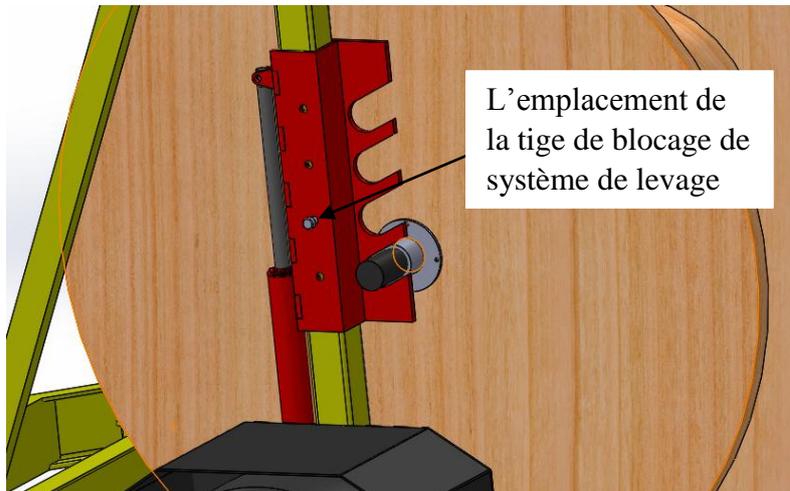


Figure III.08: Aperçu de l'axe support-système de levage.

La charge appliquée par l'axe port-touret sur le système d'ancrage provoque le cisaillement de la tige de blocage du système de levage au niveau des sections représentées par la coupe (A-A) dans la figure (III.09).

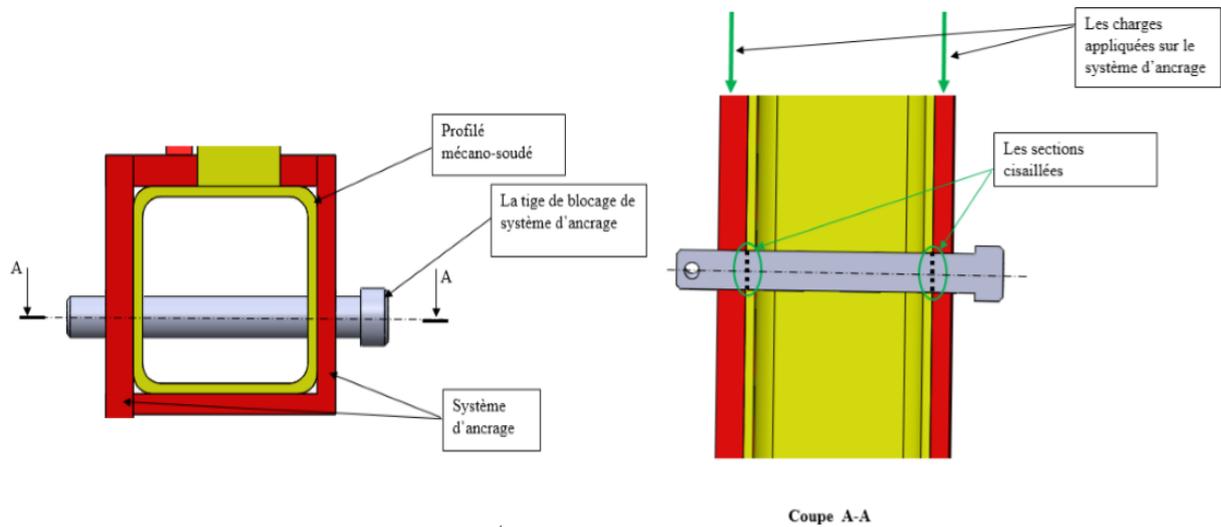


Figure III.09: Aperçus de la tige de blocage du système de levage

Notre objectif est de déterminer le diamètre minimum pour que la tige supporte la charge appliquée.

Pour la construction de cet axe nous utiliserons l'acier S235JR, avec un coefficient de sécurité égal à 2. dans ce cas nous avons un nombre de sections cisailées n égal à 2.

Condition de résistance au cisaillement :

La condition de résistance pour l'axe de blocage support-système de levage est donnée par la formule suivante :

$$\tau_{\max} = \frac{T}{n \cdot S} \leq R_{pg} \quad (\text{III.5})$$

$$\text{et } R_{pg} = \frac{R_{eg}}{N} \quad (\text{III.6})$$

Avec τ_{\max} : contrainte tangentielle maximal (MPa ou N/mm²).

N : coefficient de sécurité (sans unité).

S : la section droite (mm²).

n : nombre des sections cisailés.

R_{pg} : résistance pratique au glissement (MPa ou N/mm²).

R_{eg} : résistance élastique au glissement (MPa ou N/mm²).

Le tableau III.2 représente la relation entre la limite élastique R_e et la limite au glissement R_{eg} pour les différents matériaux utilisés dans la construction mécanique.

Tableau III.2 : La relation entre R_{eg} et R_e pour différents matériaux.

Acier doux $R_e \leq 250$ Mpa	$R_{eg} = 0,5 R_e$
Acier mi-dur $320 \leq R_e \leq 500$ Mpa	$R_{eg} = 0,7 R_e$
Acier dur $R_e \leq 600$ MPa et fontes	$R_{eg} = 0,8 R_e$

Ce qui nous donne : $\frac{T}{2S} \leq 0.5 \frac{R_e}{2}$

Donc $\frac{T}{\frac{\pi D^2}{4}} \leq 0.5 R_e$; $D \geq \sqrt{\frac{4T}{0.5 R_e \pi}}$

AN: $D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 25000}{0.5 \cdot 3.14 \cdot 235}}$; $D \geq 16.5$ mm ; on adopte un diamètre égal à 20 mm.

III.4. Description et choix du cric hydraulique

III.4.1. Définition

Un cric est un appareil de levage, permettant de soulever une charge très lourde sur une hauteur relativement faible.

III.4.2. Les fonctions techniques de cric

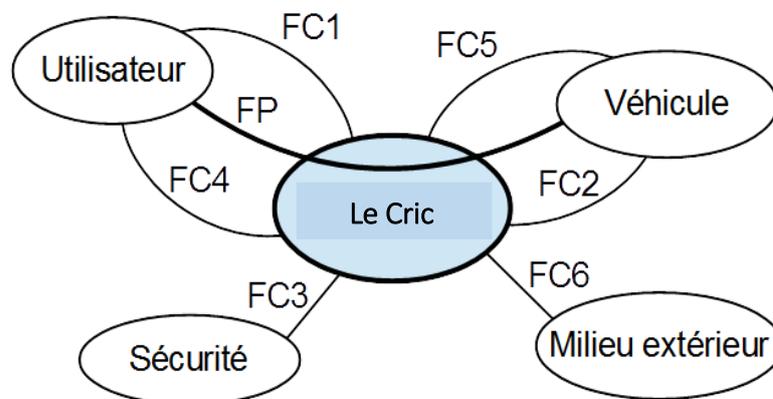


Figure III.10 : Diagramme pieuvre des fonctions de service du cric. [08]

Tableau III.3: Les fonctions de service du cric hydraulique.

Fonctions	Rôles
Fonction principale	FP : Soulever une charge
Fonctions complémentaires	FC1 : Transformer l'énergie mécanique de l'utilisateur FC2 : S'adapter aux dimensions de la charge FC3 : Résister aux efforts transmissibles FC4 : Être facilement manipulable FC5 : Éviter le levage de charges trop lourdes FC6 : S'adapter au milieu extérieur

III.4.3. Fonctionnement du cric hydraulique

Le cric hydraulique fonctionne suivant deux modes: la montée et la descente de la tige, c'est un système hydraulique à simple effet.

A) La montée de la tige de cric

L'action manuelle alternative de l'utilisateur sur le levier provoque la montée de la tige de levée.

1^{ère} phase : (le piston de la pompe monte c'est la compression)

Entre sa position basse et haute, le piston fait varier le volume d'huile dans le corps de pompe. Dans cette phase, ce volume est en expansion. l'huile contenue dans le réservoir est aspirée dans la pompe. [08]

2^{ème} phase : (le piston de la pompe descend c'est le refoulement)

Entre sa position haute et basse, le piston fait varier le volume d'huile dans le corps de pompe. Dans cette phase ce volume est en diminution. l'huile contenue dans la pompe est poussée vers le vérin de levée. la tige de vérin monte et lève la charge. [08]



Figure III.11 : La tige de cric en cours de monter. [08]

B) La descente de la tige de cric

La descente de la charge est obtenue par desserrage de la vis de décharge.

Du point de vue interne, l'huile contenue dans la chambre de vérin retourne dans le réservoir. la tige de vérin descend sous l'action de la charge. [08]

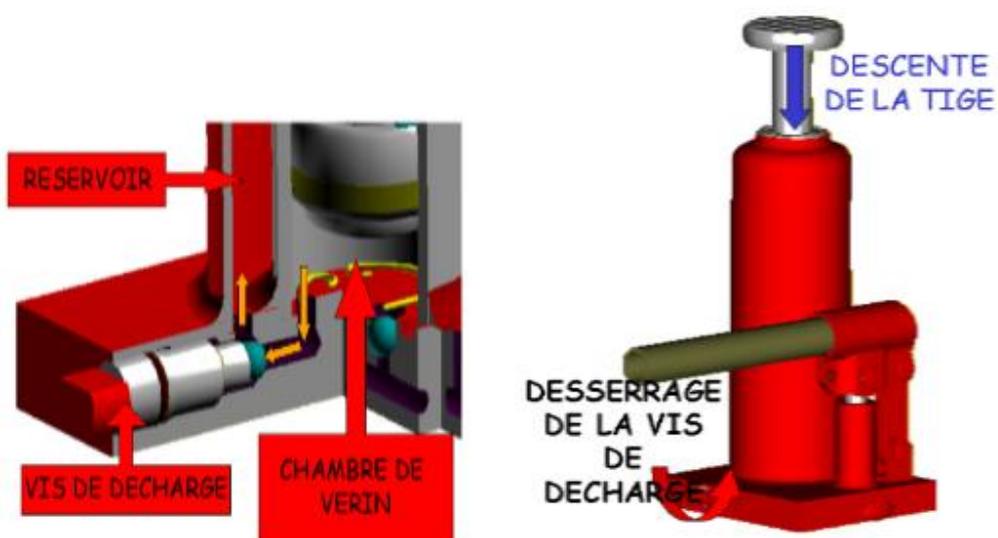


Figure III.12: Action de descente de tige de cric [08]

III.4.4. Le choix du cric hydraulique

Un cric hydraulique ressemble à un vérin à simple effet, il fonctionne avec un fluide incompressible.

Le choix des vérins s'effectue selon la charge à soulever, aussi le dimensionnement d'un vérin revient à déterminer le diamètre de la tige et du piston qui dépend de la charge que doit supporter le vérin et la course avec laquelle on doit vérifier sa résistance au flambage, tout en mettant le vérin dans les conditions de travail les plus défavorables.

Pour notre cas, nous choisissons deux crics hydrauliques de caractéristiques représentés sur le tableau suivant :

Tableau III.4: Les caractéristiques du cric hydraulique choisi

La charge utile	5 tonnes
Le diamètre de tige	35 mm
La cours de cric	530 mm

III.5. Dimensionnement de système d'attelage

Pour déplacer la remorque porte touret du lieu de stockage des tourets au chantier, il faut l'atteler avec un véhicule tracteur. le système d'attelage assure la liaison entre la remorque porte touret et le tracteur à l'aide d'une tige d'attelage placé entre les deux (figure III.13).

Le tracteur va exercer une force de traction sur le système d'attelage pour assurer le remorquage et le déplacement de porte touret au chantier.

Notre objectif est de déterminer l'intensité de la force de traction, et le diamètre minimal de système d'attelage pour qu'il résiste à cette force de traction.

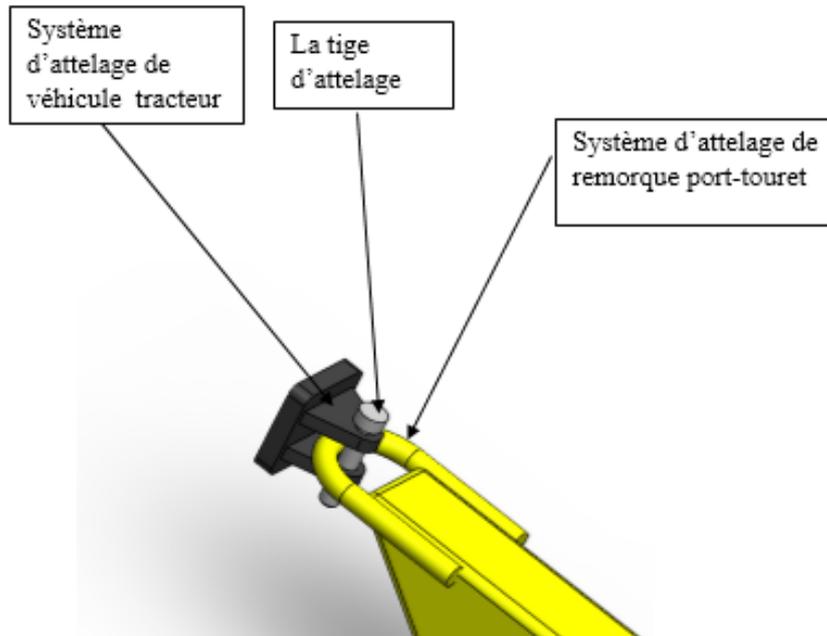


Figure III.13 : Aperçu du système d'attelage dans la remorque porte touret

III.5.1. Calcul de la force de traction

Avant de calculer le diamètre du système d'attelage il faut d'abord trouver la force de traction exercée pour déplacer la remorque porte touret à l'aide d'un véhicule tracteur.

Après le chargement de touret, l'effet de son poids va créer une charge sur les deux roues de remorque porte touret. chaque roue supporte une charge équivalant à la moitié de la charge totale du touret.

Le contact entre les roues et le sol engendre une force similaire à celle de frottement appelée force de résistance au roulement.[10]

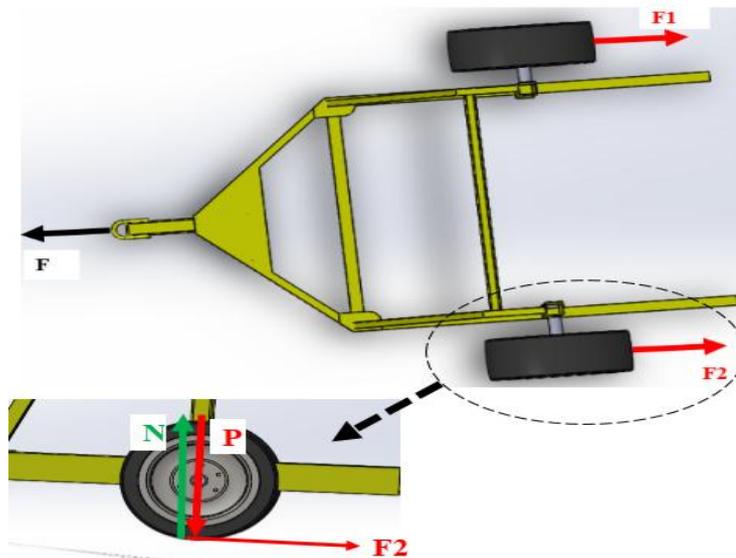


Figure III.14: Les forces exercées sur le châssis de la remorque porte-touret

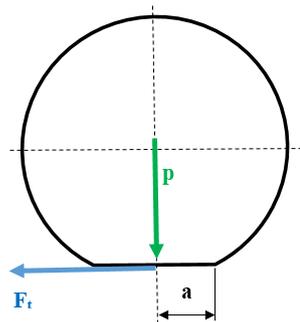


Figure III.15 : Schéma représentatif d'un pneu en contact avec le sol

Dans le cas d'un pneu roule sur le sol, la force nécessaire pour créer le mouvement dépende de largeur $2a$ de la surface de contact entre la roue et le sol et du rayon R de la roue (figure III.15). on trouve une loi similaire à la loi de frottement comme il est donné par la relation suivant [10] :

$$F_t = \mu_R \cdot P \quad (III.7)$$

$$\text{Et encore : } \mu_R = \frac{a}{R} \quad (III.8)$$

Avec μ_R : coefficient de résistance au roulement.

R : rayon de la roue (mm).

a : la demi-largeur de la zone de contact entre la roue et le sol (mm).

F_t : la force tangentielle (N).

P : la force normale (N).

Nous appliquons le principe fondamental de la dynamique sur notre système nous obtenons :

$$\sum F_{\text{ext}} = m \cdot \gamma \quad (\text{III.9})$$

Avec m : La masse (kg).

γ : L'accélération ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$).

Pour une vitesse constante : $\gamma = 0$.

$$\text{Ce qui nous donne : } F - F_1 - F_2 = 0 \quad (\text{III.10})$$

Avec F : la force de traction exercé sur le système d'attelage (N).

F_1 : la force de résistance au roulement dans la roue droite (N).

F_2 : la force de résistance au roulement dans la roue gauche (N).

Nous avons : $F_1 = F_2$ nous obtenons $F = 2 F_1$

Nous avons encore $\mu_R = \frac{a}{R}$; $a = 40 \text{ mm}$ et $R = 400 \text{ mm}$.

$$\text{Ce qui nous donne } \mu_R = \frac{40}{400} = 0,1.$$

$$F_t = \mu_R \cdot p ;$$

$$\text{Donc } F = 2 \cdot \mu_R \cdot P$$

$$\text{AN. } F = 2 * 25000 * 0,1 = 5000 \text{ N.}$$

III.5.2. Calcul de la puissance nécessaire pour la traction de la remorque porte touret

Afin de pouvoir tracter la remorque porte touret avec un véhicule tracteur il faut fournir une puissance suffisante, cette puissance est donnée par la formule suivante :

$$P = M_t \cdot W \quad (\text{III.11})$$

$$\text{Et nous avons encore : } W = \frac{\pi N}{30} \quad (\text{III.12})$$

Avec P : la puissance (W).

M_t : le couple (N.m).

W : la vitesse angulaire ($\text{rad} \cdot \text{S}^{-1}$).

N : la vitesse de rotation (tr/min).

$$\text{Nous avons encore : } M_t = F_t \cdot R \quad (\text{III.13})$$

Avec F_t : la force tangentielle (N).

R : le rayon de la roue (m).

$$\text{AN. } M_t = 2500 * 0,4 = 1000 \text{ Nm.}$$

$$P = 2 * 1000 * \frac{\pi * 166}{30} = 34,8 \text{ KW.}$$

III.5.3. Calcul du diamètre de système d'attelage

La condition de résistance pour le système d'attelage est donnée par la formule suivante :

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{adm}} ; \text{ ce qui nous donne } \frac{F}{S} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (\text{III.14})$$

Pour la construction du système d'attelage nous utilisons le matériau S235JR qui a une limite d'élasticité $R_e = 235 \text{ Mpa}$, avec un coefficient de sécurité égal à 3.

Avec F : la force appliquée (N).

σ_{\max} : la contrainte maximal appliqué sur le système (Mpa).

σ_{adm} : la contrainte admissible (Mpa).

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \text{ donc } \frac{4 F}{\pi D^2} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (\text{III.15})$$

$$\text{Ce qui nous donne : } D \geq \sqrt{\frac{4 F}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}}}$$

$$\text{AN. } D \geq \sqrt{\frac{12 * 5000}{\pi * 235}} ; D \geq 09,02 \text{ mm.}$$

Nous adoptons un diamètre normalisé égal à 14 mm.

III.6. Dimensionnement de l'axe de roue

III.6.1. Calcul des diamètres de l'axe encastré

Notre poutre est une barre pleine de section variable encastrée dans une extrémité et sollicitée à un effort de flexion composé et un moment de torsion, la flexion dans le plan OXY est causée par le poids de touret, la flexion dans le plan OXZ est causée par la force tangentielle de contact entre la roue et la route, et la torsion est causée par la force tangentielle.

III.6.2. Calcul des efforts internes dans le plan OXY

L'axe de la roue est sollicité à une charge équivalente à la moitié du poids de touret qui est égal à 25000 N, cette charge est appliquée sur les zones de contact entre l'axe de la roue et les roulements, supposons que le premier roulement va supporter 70%, et le deuxième roulement va supporter 30% de la charge appliquée.

Donc $F_1 = \frac{25000 \cdot 70}{100} = 17500 \text{ N}$.

$F_2 = \frac{25000 \cdot 30}{100} = 7500 \text{ N}$.

On estime une charge axiale appliquée sur la tige encastéré égale à 30% de la moitié de poids du touret, c'est-à-dire que : $F_a = \frac{25000 \cdot 30}{100} = 7500 \text{ N}$.

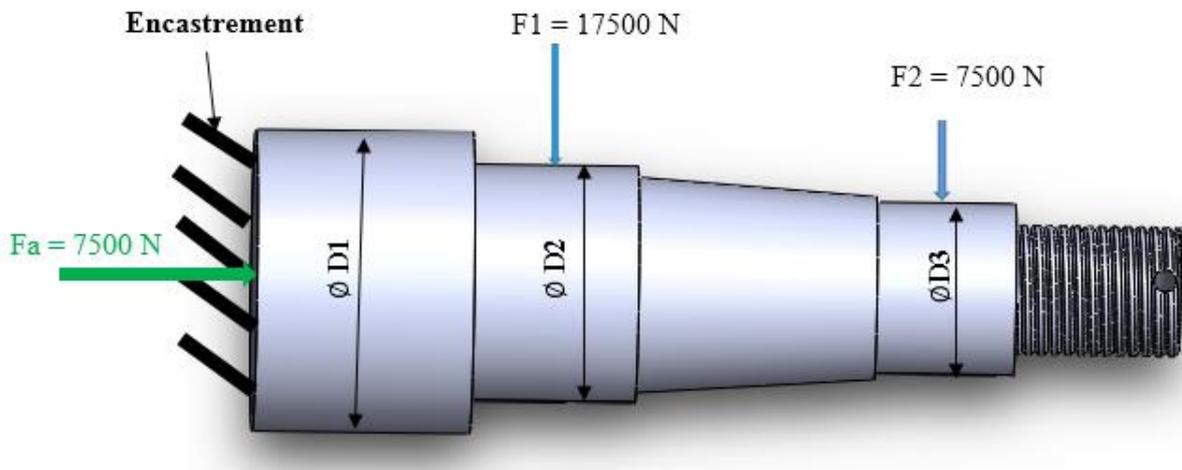


Figure III.16 : Aperçu de l'axe de roue dans le plan OXY

III.6.3. Calcul des réactions dans l'encastrement de l'axe de roue

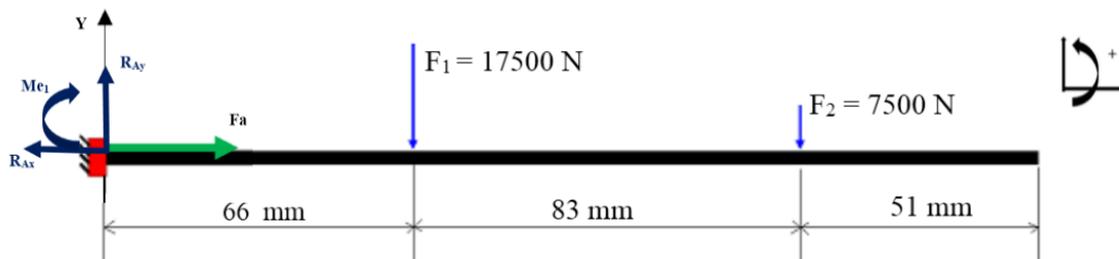


Figure III.17 : Modélisation de l'axe de roue

$\sum F/x = 0$; Ce qui nous donne $F_a - R_{Ax} = 0$, donc $R_{Ax} = F_a = 7500 \text{ N}$.

$\sum F/y = 0$; Ce qui nous donne $R_{Ay} - F_1 - F_2 = 0$

Donc : $R_{Ay} = 25000 \text{ N}$.

$\sum M/A = 0$; $-66.F_1 - 149.F_2 - Me_1 = 0$. Avec Me_1 : moment d'encastrement (KN.mm).

Ce qui nous donne : $Me_1 = -2272500 \text{ N.mm} = 2272,5 \text{ KN.mm}$

III.6.4. Calcul des efforts internes

4). Premier tronçon : $0 \leq x \leq 66 \text{ mm}$.

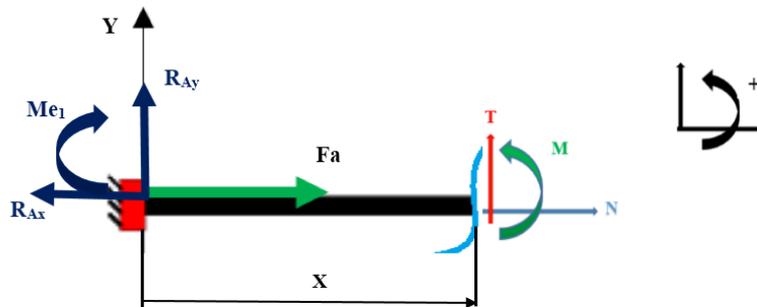


Figure III.18: Présentation du premier tronçon

$F_a - R_{Ax} + N = 0$ ce qui donne $N = 0 \text{ N}$.

$T + R_A = 0$ ce nous qui donne $T = -R_A = -25000 \text{ N} = -25 \text{ KN}$.

$$Mz(x) - R_{Ay} \cdot x - Me_1 = 0. \quad (\text{III.16})$$

Ce qui nous donne $Mz(x) = R_{Ay} \cdot x + Me_1$.

$$\text{AN.} \begin{cases} x=0 ; Mz(0) = -2272,5 \text{ KN.mm} \\ x=66 \text{ mm}; Mz(x) = -622,5 \text{ KN.mm} \end{cases}$$

5). Deuxième tronçon : $66 \leq x \leq 149$ mm

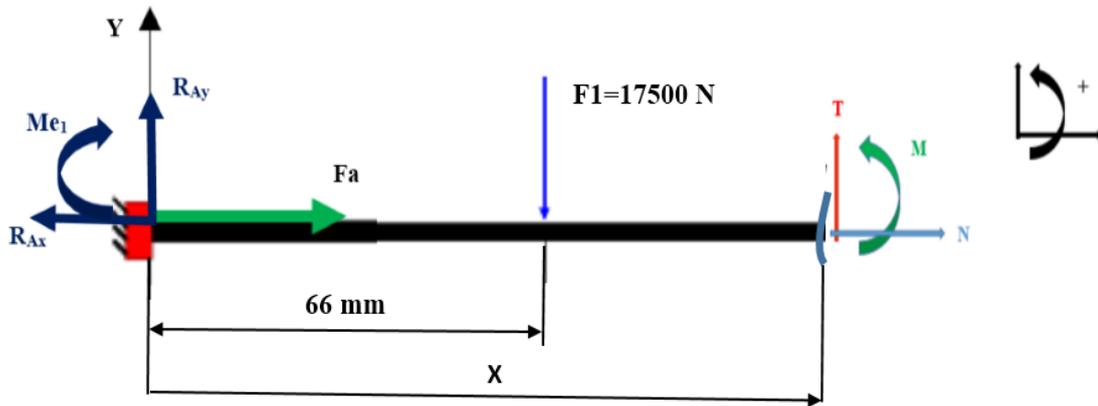


Figure III.19 : Présentation du deuxième tronçon

$F_a - R_{Ax} + N = 0$ ce qui donne $N = 0$ N.

$T + R_{Ay} - F_1 = 0$ Ce qui nous donne : $T = F_1 - R_{Ay} = 0$

$T = -7500$ N = -7,5 KN.

$M_z(x) - R_{Ay} \cdot x + Me_1 - F_1(x-66) = 0$. (III.17)

Ce qui nous donne : $M_z(x) = R_{Ay} \cdot x + Me - F_1(x-66)$.

$$\text{AN. } \begin{cases} x = 66 \text{ mm ; } M_z(66) = -622,5 \text{ KN.mm} \\ x = 149 \text{ mm ; } M_z(149) = 0 \text{ KN.mm} \end{cases}$$

6). Troisième tronçon : $149 \leq x \leq 200$ mm

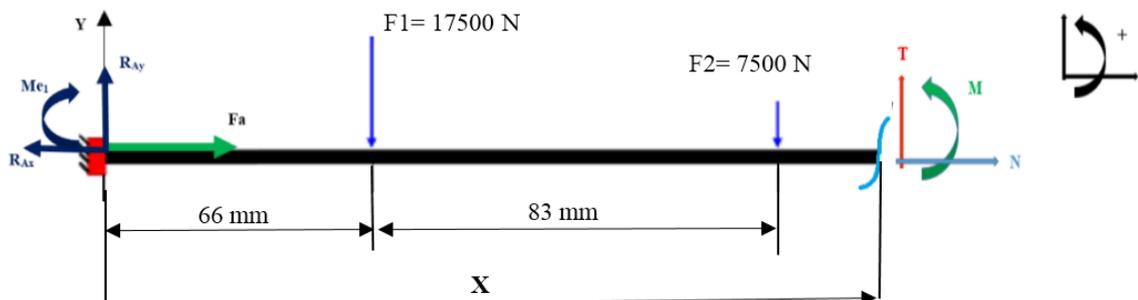


Figure III.20 : Présentation du troisième tronçon

Chapitre III

Choix et dimensionnement des éléments de machine

$F_a - R_{Ax} + N = 0$ ce qui donne $N = 0$ N.

$$T + R_{Ay} - F_1 - F_2 = 0 \quad (III.18)$$

Ce qui nous donne : $T = F_1 + F_2 - R_{Ay}$

AN. $T = 0$ N.mm.

$$M_z(x) - R_{Ay}.x + M_{e1} - F_1(x-66) - F_2(x-149) = 0. \quad (III.19)$$

Ce qui nous donne : $M_z(x) = R_{Ay}.x - M_{e1} + F_1(x-66) + F_2(x-149)$.

$$\text{AN. } \begin{cases} x = 149 \text{ mm ; } M_z(149) = 0 \text{ KN.mm} \\ x = 200 \text{ mm ; } M_z(200) = 0 \text{ KN.mm} \end{cases}$$

III.6.5. Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants

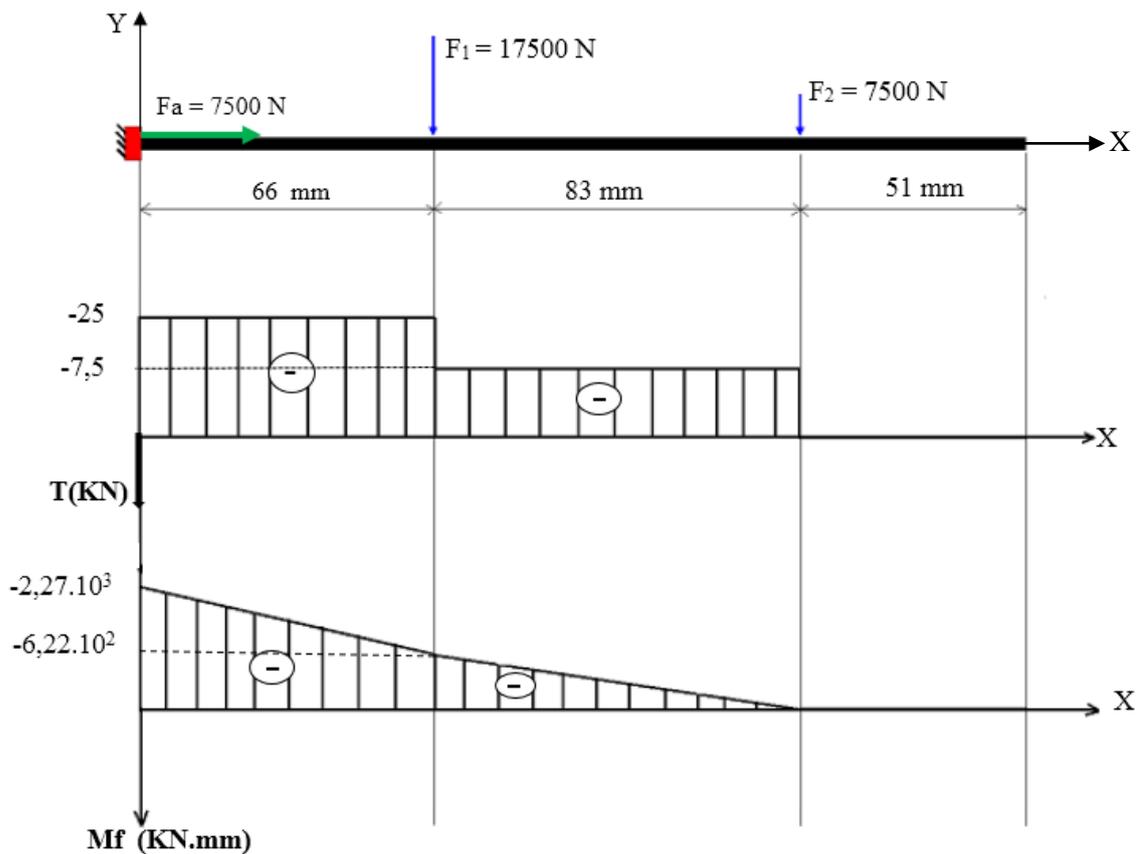


Figure III.21 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants dans le plan OXY

III.6.6. Calcul des efforts internes dans le plan OXZ

L'axe de la roue est sollicité à une charge équivalente à la moitié de la force tangentielle qui est égale à 2500 N, cette charge est appliquée sur les zones de contact entre l'axe de la roue et les roulements, supposons que le premier roulement va supporter 70%, et le deuxième roulement va supporter 30% de la charge appliquée.

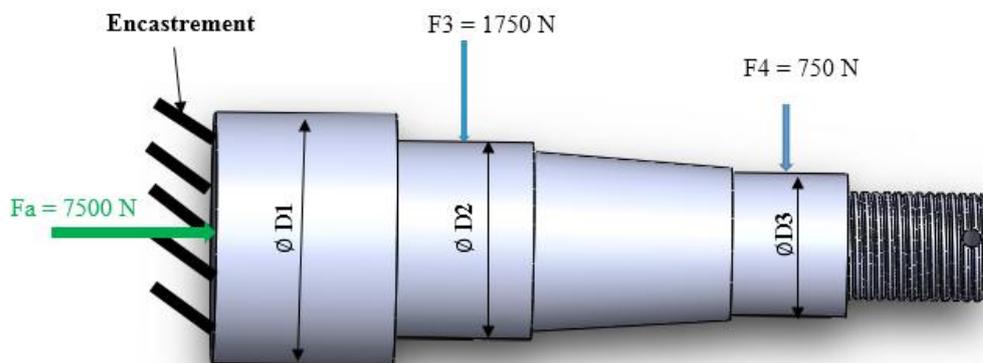


Figure III.22 : Aperçus de l'axe de roue dans le plan OXZ

III.6.7. Calcul des réactions dans l'encastrement de l'axe de roue

$\sum F/x = 0$; Ce qui nous donne $F_a - R_{Ax} = 0$, donc $R_{Ax} = F_a = 7500$ N.

$\sum F/z = 0$; Ce qui nous donne $R_{Az} - F_3 - F_4 = 0$

Donc : $R_{Az} = 2500$ N.

$\sum M/A = 0$; $-66.F_3 - 149.F_4 - M_{e2} = 0$; Avec M_e : moment d'encastrement (KN.mm).

Ce qui nous donne : $M_{e2} = -227250$ N.mm = -227,25 KN.mm

III.6.8. Calcul des efforts internes

1). **Premier tronçon : $0 \leq x \leq 66$ mm.**

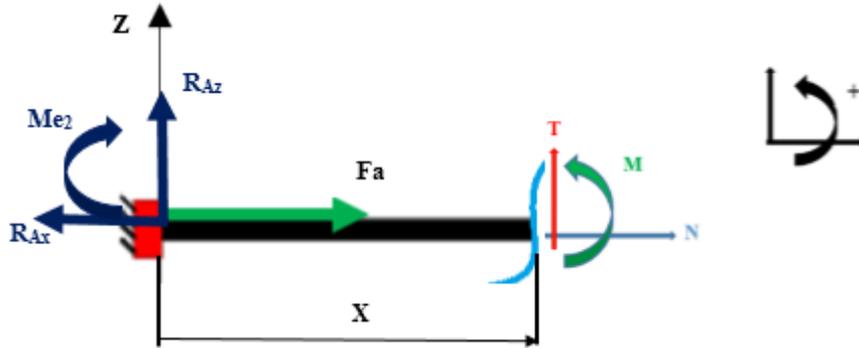


Figure III.23 : Présentation du premier tronçon

$$F_a - R_{Ax} + N = 0 \text{ ce qui donne } N = 0 \text{ N.}$$

$$T + R_{Az} = 0 \text{ ce qui nous donne } T = - R_{Az} = -2500 \text{ N} = -2.5 \text{ KN.}$$

$$M_y(x) - R_{Az} \cdot x - M_{e2} = 0. \tag{III.20}$$

Ce qui nous donne $M_y(x) = R_{Az} \cdot x + M_{e2}$.

$$\text{AN.} \begin{cases} x = 0 \text{ mm; } M_y(0) = -227,25 \text{ KN.mm} \\ x = 66 \text{ mm; } M_y(66) = -62,25 \text{ KN.mm} \end{cases}$$

2). **Deuxième tronçon : $66 \leq x \leq 149$ mm**

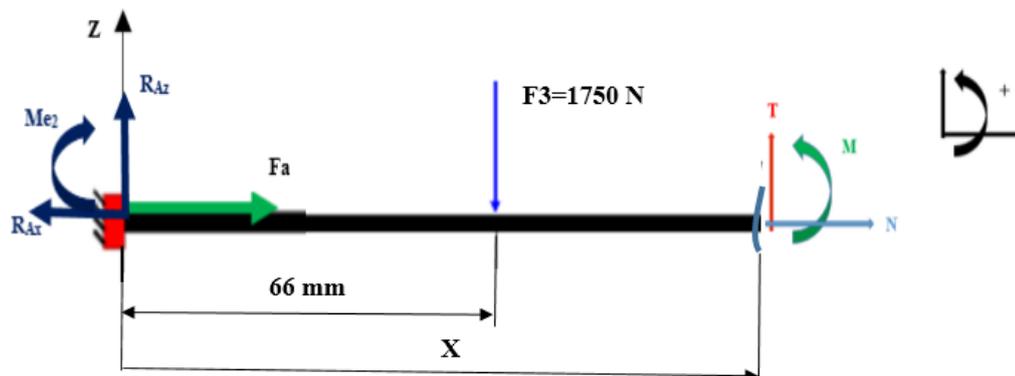


Figure III.24 : Présentation du deuxième tronçon

$$F_a - R_{Ax} + N = 0 \text{ ce qui donne } N = 0 \text{ N.}$$

$$T + R_{Az} - F_3 = 0 \text{ Ce qui nous donne : } T = F_3 - R_{Az} = 0$$

$$T = -750 \text{ N}$$

$$My(x) - R_{Az} \cdot x + Me_2 - F_3(x-66) = 0. \quad (\text{III.21})$$

Ce qui nous donne : $My(x) = R_{Az} \cdot x + Me_2 - F_3(x-66)$.

$$\text{AN. } \begin{cases} x = 66 \text{ mm} ; My(66) = -62,25 \text{ KN.mm} \\ x = 149 \text{ mm} ; My(149) = 0 \text{ KN.mm} \end{cases}$$

3). Troisième tronçon : $149 \leq x \leq 200 \text{ mm}$

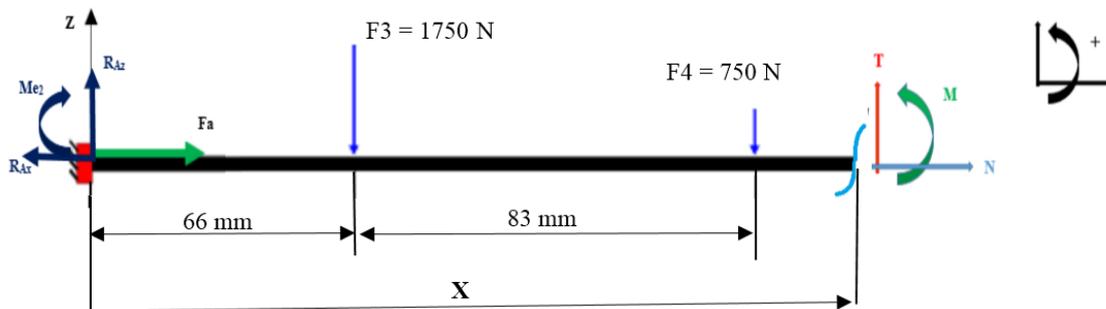


Figure III.25 : Présentation du troisième tronçon

$Fa - R_{Az} + N = 0$ ce qui nous donne $N = 0 \text{ N}$.

$$T + R_{Az} - F_3 - F_4 = 0 \quad (\text{III.22})$$

Ce qui nous donne : $T = F_3 + F_4 - R_{Az}$

$$\text{AN. } T = 0 \text{ N.mm.}$$

$$My(x) - R_{Az} \cdot x + Me_2 - F_3(x-66) - F_4(x-149) = 0. \quad (\text{III.23})$$

Ce qui nous donne : $My(x) = R_{Az} \cdot x - Me_2 + F_3(x-66) + F_4(x-149)$.

$$\text{AN. } \begin{cases} x = 149 \text{ mm} ; My(149) = 0 \text{ KN.mm} \\ x = 200 \text{ mm} ; My(200) = 0 \text{ KN.mm} \end{cases}$$

Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants

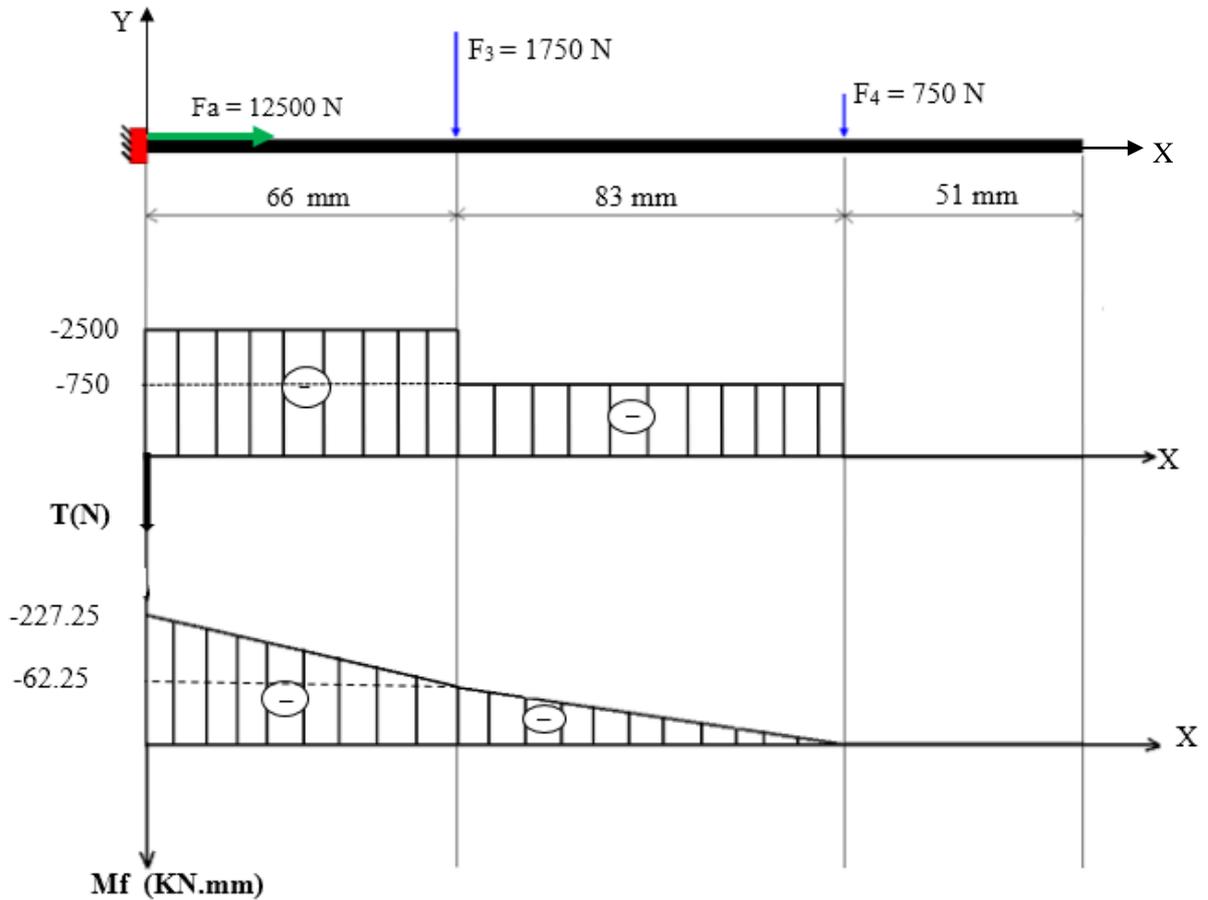


Figure III.26 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants dans le plan OXZ

III.6.9. Calcul du moment de torsion

Le moment de torsion se calcule par la formule suivante :

$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} \quad (\text{III.24})$$

Avec M_t : moment de torsion (N.mm)

F : la force tangentielle appliquée sur la roue (N).

D : le diamètre du pneu (mm)

$F = 2500 \text{ N}$.

$$M_t = 2500 \cdot 0,4 = 1000 \text{ N.m}$$

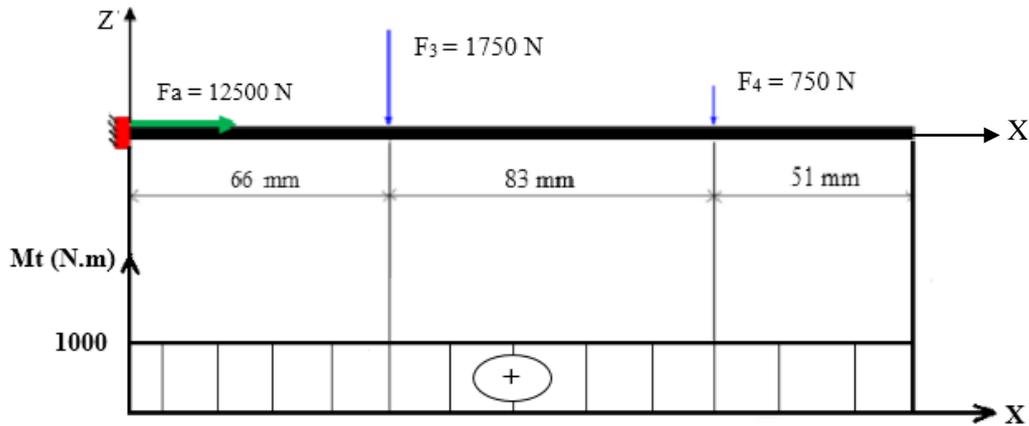


Figure III.27: Diagramme du moment de torsion

III.6.10. Calcul du moment résultant (Mf)

La relation de calcul de moment fléchissant résultant est donnée par la formule suivante :

$$M_f = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} \quad (\text{III.25})$$

$$\text{Pour } x = 0 \text{ mm ; } M_{f1} = \sqrt{(2278,5)^2 + (227,25)^2} = 2281,35 \text{ KN.mm.}$$

$$\text{Pour } x = 50 \text{ mm ; } M_{f2} = \sqrt{(1022,5)^2 + (102,25)^2} = 1027,62 \text{ KN.mm.}$$

$$\text{Pour } x = 133 \text{ mm ; } M_{f3} = \sqrt{(120)^2 + (12)^2} = 102,70 \text{ KN.mm.}$$

Calcul du moment fléchissant réduit

$$M_r = \sqrt{(M_f)^2 + (\alpha M_t)^2} \quad (\text{III.26})$$

Avec : $\alpha = 1$.

$$\text{Pour } X = 0 \text{ mm ; } M_{r1} = \sqrt{(M_{f1})^2 + (\alpha M_t)^2} ; \text{ donc : } M_{r1} = \sqrt{(2,28 \cdot 10^6)^2 + (1000)^2}$$

Ce qui nous donne : $M_{r1} = 2280 \text{ KN.m.}$

$$\text{Pour } X=50\text{mm ; } M_{r2} = \sqrt{(M_{f2})^2 + (\alpha M_t)^2} ; \text{ donc : } M_{r2} = \sqrt{(1,02 \cdot 10^6)^2 + (1000)^2}$$

Ce qui nous donne : $Mr_2 = 1027,6 \text{ KN.m}$.

Pour $X = 133 \text{ mm}$; $Mr_3 = \sqrt{(Mf_3)^2 + (\alpha Mt)^2}$; donc: $Mr_3 = \sqrt{(1,02 \cdot 10^5)^2 + (1000)^2}$

Ce qui nous donne : $Mr_3 = 102,7 \text{ KN.m}$.

III.6.11. La condition de résistance

La condition de résistance de l'axe de la roue est donnée par la formule suivante :

$$\sigma = \frac{Mr}{0.1 \cdot D^3} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (\text{III.27})$$

Avec σ_{adm} : La contrainte admissible (Mpa)

$$\text{Ce qui donne : } D \geq \sqrt[3]{\frac{Mr}{0.1 \cdot R'}} \quad (\text{III.28})$$

Pour la construction de cette tige nous utilisons un matériau dont la nuance est S235 avec un coefficient de sécurité égale à 3.

Nous calculons les différents diamètres de l'axe de la roue :

$D1 \geq \sqrt[3]{\frac{Mr_1}{0.1 \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 2,28 \cdot 10^6}{0.1 \cdot 235}}$; ce qui nous donne $D1 \geq 66,27 \text{ mm}$, nous adoptons un diamètre égal à 70 mm.

$D2 \geq \sqrt[3]{\frac{Mr_2}{0.1 \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 1,027 \cdot 10^6}{0.1 \cdot 235}}$; ce qui nous donne $D2 \geq 50,80 \text{ mm}$, nous adoptons un diamètre normalisé égal au diamètre du grand roulement.

$D3 \geq \sqrt[3]{\frac{Mr_3}{0.1 \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 1,02 \cdot 10^5}{0.1 \cdot 235}}$; ce qui nous donne $D3 \geq 23,53 \text{ mm}$, nous adoptons un diamètre normalisé égal au diamètre du petit roulement.

III.7. Calcul et choix d'un roulement

III.7.1. Les critères de choix des roulements

Le choix pour un roulement comporte deux phases :

- Choix du type de roulement

- Calcul des caractéristiques du roulement et identification dans un catalogue du numéro de roulement qui convient

Le roulement est choisi en fonction des conditions de travail tel que :

- Son encombrement
- La facilité de mise en place et de démontage
- La rigidité
- La précision de guidage
- La possibilité d'alignement
- La charge qu'il doit supporter
- L'ordre de grandeur de la vitesse qu'il peut atteindre
- Le silence lors de son fonctionnement

III.7.2. Montage des roulements dans le cas d'un logement tournant montage en « O »

Ce type de montage est utilisé dans le cas des logements tournant. La bague extérieure du roulement est montée avec serrage sur le moyeu et la bague intérieure de roulement est montée avec jeu sur l'arbre.

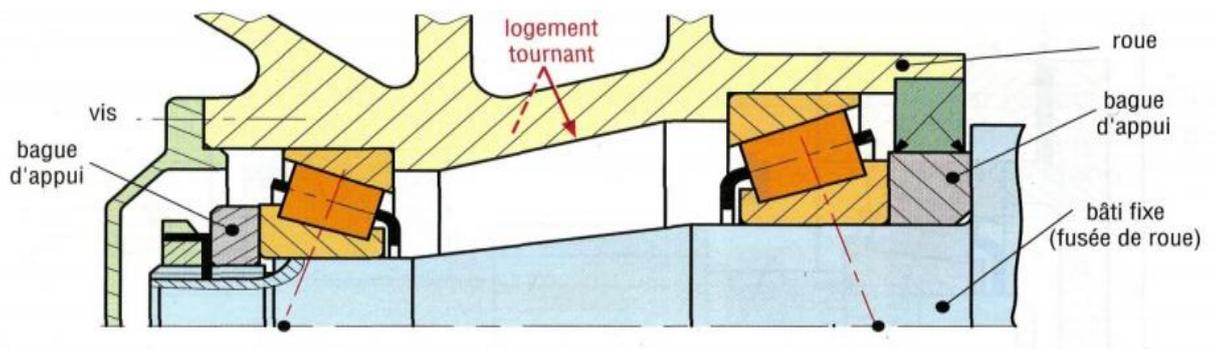


Figure III.28 : Le montage des roulements en « O ». [09]

Pour le guidage en rotation d'axe de la roue à l'intérieur du moyeu nous utilisons des roulements à rouleaux coniques à cause de sa résistance aux charges combinées c'est-à-dire les charges radiales et axiales simultanément.

III.7.3. Calcul de roulement

III.7.3.1. Calcul de la charge dynamique de base d'un roulement

$$C = P \left[\frac{Lh \cdot 60N}{10^6} \right]^{\frac{1}{\rho}} \quad (\text{III.29})$$

Avec C : Charge dynamique de base (KN).

P : Charge dynamique équivalente (KN).

Lh : Durée de vie de roulement en heure (h).

ρ : Exposant dépend de la nature de contact égale à $\frac{10}{3}$ dans le cas des roulements à rouleaux.

N : Vitesse de rotation (tr/min).

Pour calculer la charge dynamique de base il faut d'abord calculer : La charge dynamique équivalente (P), la vitesse de rotation (N) et la durée de vie en heure (Lh).

III.7.3.2. Calcul de la durée de vie de roulement en heure (Lh) :

Supposons que ses roulements vont travailler pendant 3 heures/jour, avec une durée de vie égale à 5 ans.

Lh : Durée de la vie d'un roulement en heure (h).

$$Lh = 365 * 3 * 5 = 5475 \text{ heures.}$$

III.7.3.3. Calcul de la vitesse de rotation

Supposons que la remorque porte touret roule sur la route sans glissement avec une vitesse égale à 25 Km/h, le diamètre du pneu égal à 800 mm.

Nous avons : V = 25000 m/h, et D = 0,80 m.

Donc 01 tour nous donne une distance égal à la circonférence de pneu soit :

$$d = D \cdot \pi = 2,512 \text{ m, donc : } N = \frac{25000}{2,512 \cdot 60} = 166 \text{ tr/min}$$

Avec V : Vitesse linéaire (km/h).

D : diamètre de pneu (m).

III.7.3.4. Calcul de la charge dynamique équivalente (P)

$$P = X Fr + Y Fa. \quad (\text{III.30})$$

Avec F_a : La charge axiale (N).

F_r : La charge radiale (N).

X : Facteur radial.

Y : Facteur axial.

Roulement 1 :

$$F_{r1} = \sqrt{(F1)^2 + (F3)^2} = \sqrt{(17500)^2 + (1750)^2} = 17587 \text{ N.}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{7500}{17587} = 0.43$$

$$P1 = 0,4 * 17587 + 1,5 * 7500 = 18285 \text{ N.}$$

Roulement 2 :

$$F_{r1} = \sqrt{(F2)^2 + (F4)^2} = \sqrt{(7500)^2 + (750)^2} = 7537 \text{ N.}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{7500}{7537} = 0,99.$$

$$P2 = 1,5 * 7500 + 0,4 * 7537 = 14265 \text{ N.}$$

Calcul de la charge dynamique de base du roulement 1:

$$C1 = 18285 \cdot \left[\frac{5475 * 60 * 166}{10^6} \right]^{\frac{3}{10}} = 61 \text{ KN.}$$

Donc nous choisissons dans le catalogue SKF un roulement de désignation suivante :
30211 J2/Q. (annexe 01)

Calcul de la charge dynamique de base du roulement 2:

$$C2 = 14265 \cdot \left[\frac{5475 * 60 * 166}{10^6} \right]^{\frac{3}{10}} = 47 \text{ KN.}$$

Donc nous choisissons dans le catalogue SKF un roulement de désignation suivante : 30307 J2/Q. (**annexe 02**)

III.8. Calcul des assemblages soudés

Un assemblage soudé est un assemblage réalisé grâce à un cordon de soudure. la liaison d'un assemblage soudé est complète permanente et rigide.

Le calcul de soudure ce fait suivant les hypothèses suivants :

- L'effort est réparti uniformément suivant la longueur de cordon de soudure.
- La contrainte est répartie uniformément suivant la section sollicitée.
- La valeur de la contrainte admissible d'une soudure est en fonction d'un métal de base et de la qualité de l'électrode et du procédé de soudage.

Pour l'assemblage des différentes parties de remorque port-touret, nous utilisons un coefficient de sécurité égal à 3, et nous utilisons un soudage manuel à l'arc avec un métal d'apport de type : électrode basique. (**annexe3**)

III.8.1. Assemblage du système d'ancrage

Les pièces de système d'ancrage sont assemblées par le procédé de soudage qui représente un mode d'assemblage indémontable, l'assemblage soudé de système d'ancrage est sollicité par un effort axial $N= 25 \text{ KN}$.

Ce type de soudure est calculé au cisaillement suivant la section minimale située dans le plan bissecteur de l'angle droit du cordon de soudure tel qu'il est représenté par la section (B-B) de la figure III.29, c'est la section (B-B) qui représente le plus grand danger.

La hauteur pratique d'un cordon de soudure ayant la forme d'un triangle isocèle avec :

$$H = K \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7 K.$$

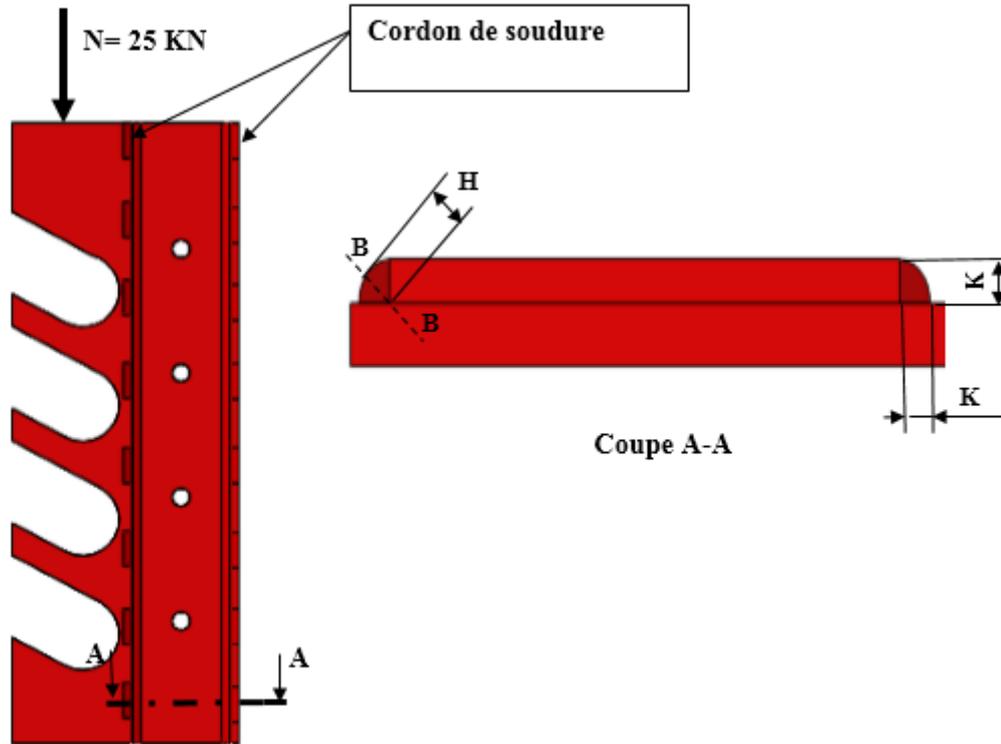


Figure III.29 : Aperçu de l'assemblage soudé du système d'ancrage

La condition de résistance du cordon de soudure s'exprime par la formule suivante :

$$\tau = \frac{N}{0,7 * K * \sum L_i} \leq R' \quad (III.31)$$

Avec N : La force tangentielle appliquée sur le cordon de soudure (N).

τ : Contrainte tangentielle (MPa).

$\sum L_i$: La somme des longueurs du cordon de soudure (mm).

R' : la contrainte admissible de métal d'apport (MPa).

K : côté de la section du cordon de soudure (mm).

Nous utilisons un mode de soudage discontinu tel qu'il est illustré dans la figure III.29, avec une longueur de cordon de soudure est égale à 300 mm.

$$Re = 400 \text{ MPa, ce qui donne : } R' = \frac{0,5 Re}{3} = 66 \text{ MPa.}$$

$$\text{Donc : } K \geq \frac{N}{0,7 * \sum L_i * R'}$$

$$\text{AN. } K \geq \frac{25000}{0,7 * 300 * 66} ; k \geq 1,8 \text{ mm.}$$

Pour que le cordon de soudure résiste à la sollicitation imposée, il faut que sa largeur égale ou dépasse 1,8 mm.

III.8.2. Assemblage du système d'attelage

La force de traction (F) provoque le cisaillement du cordon de soudure.

Dans ce cas, la condition de résistance s'exprime par la formule suivante :

$$\tau = \frac{N}{0,7 \cdot K \cdot \sum L_i} \leq R' \quad (\text{III.32})$$

$$\text{Ce qui donne : } K \geq \frac{N}{0,7 \cdot \sum L_i \cdot R'}$$

$$\text{AN. } K \geq \frac{2500}{0,7 \cdot 50 \cdot 66} ; \text{ donc : } K \geq 1,2 \text{ mm.}$$

Pour que le cordon de soudure résiste à la sollicitation imposée, il faut que sa largeur égale ou dépasse 1,2 mm.

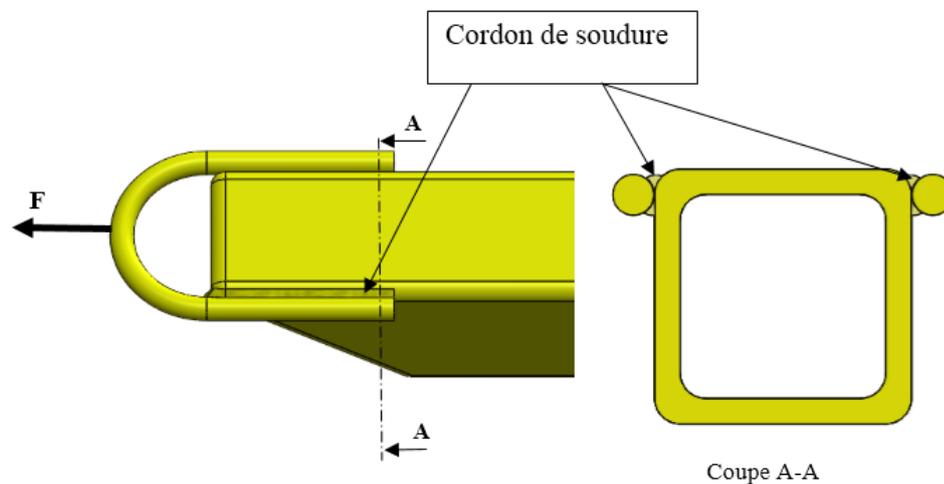


Figure III.30 : Aperçu d'assemblage soudé du système d'attelage

III.8.3. Assemblage de l'axe de roue

Le calcul de ce type de soudure se fait en supposant que le moment fléchissant tend à faire tourner la tige de la roue autour de l'axe XX' passant par le centre de gravité du cordon de soudure (figure III.30).

La contrainte maximale s'exerce sur la section la plus éloignée du centre de gravité soit :

$$\tau_{\max} = \frac{Mf \cdot Y_0}{I_{xx'} \cdot 0,7 \cdot k} \quad (\text{III.33})$$

Avec $I_{xx'}$: moment d'inertie du cordon de soudure / $_{xx'}$ (mm^3).

Y_0 : la distance entre la fibre neutre et la fibre la plus éloignée (mm).

K : l'épaisseur du cordon de soudure (mm).

La condition de résistance du cordon de soudure s'écrit :

$$\tau_{\max} = \frac{Mf \cdot Y_0}{0,7 \cdot I_{xx'} \cdot K} \leq R' \quad (\text{III.34})$$

Avec : $I_{xx'} = \frac{\pi \cdot D^3}{8} \cdot [11]$; et $Y_0 = \frac{D}{2}$.

Ce qui nous donne : $K \geq \frac{Mf \cdot Y_0}{0,7 \cdot I_{xx'} \cdot R'}$

Le nombre de sections cisailé du cordon de soudure est égal à 2.

AN. $K \geq \frac{2281350 \cdot 35}{2 \cdot 0,7 \cdot 134627 \cdot 66}$; donc: $K \geq 6,4$ mm.

Pour que le cordon de soudure résiste à la sollicitation imposée, il faut que sa largeur égale ou dépasse 6,4 mm

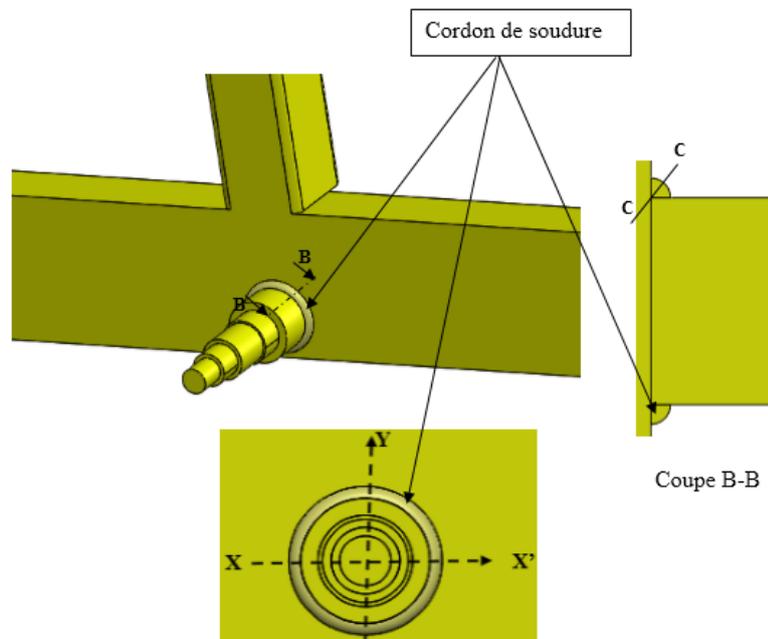


Figure III.31 : Aperçu d'assemblage soudé de l'axe de roue

III.8.4. Assemblage du profilé mécano-soudé de section carrée

Dans ce type d'assemblage, le cordon de soudure se trouve sous l'action simultanée d'un moment de flexion (M_f) et un effort tangentiel (F) tel qu'il est illustré dans la figure III.32.

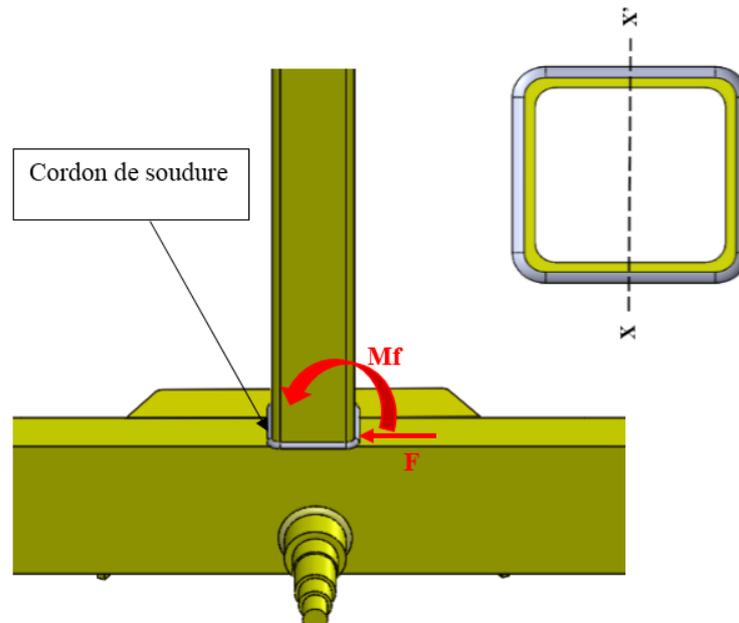


Figure III.32: Aperçu d'assemblage soudé du profilé mécano-soudé de section carrée

Dans ce cas les calculs se feront d'après la formule suivante :

$$\tau_{\max} = ((\tau_1)^2 + (\tau_2)^2)^{1/2} = \sqrt{\left(\frac{F}{0,7 \cdot l \cdot K}\right)^2 + \left(\frac{M_f \cdot Y}{0,7 \cdot I_{XX'} \cdot K}\right)^2} \leq R' \quad (\text{III.35})$$

Ce qui nous donne : $K \geq \frac{1}{R'} \sqrt{\left(\frac{F}{0,7 \cdot l \cdot K}\right)^2 + \left(\frac{M_f \cdot Y}{0,7 \cdot I_{XX'} \cdot K}\right)^2}$

$I_{XX'} = \frac{4d^3}{6} \cdot [11]$, et $Y = \frac{d}{2}$

Avec $I_{XX'}$: moment d'inertie de cordon de soudure (mm^3).

d : côté de section carré de cordon de soudure (mm).

Supposons que la vitesse qui peut atteindre le tracteur lors de remorquage de remorque porte taret sur la route est égale à 25 km. le freinage et l'accélération de tracteur provoquent le déplacement avant-arrière du taret ce qui engendre une force tangentielle et un moment.

$V = 25 \text{Km/h} \approx 7 \text{ m/s.}$

$F = M \cdot \gamma \quad (\text{III.36})$

Supposons que la durée de freinage va prendre 3S.

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{7}{-3} = -2,33 \text{ m/s}^2.$$

Ce qui donne : $F = 2500 \cdot 2,33 = 5833 \text{ N}$

Nous prenons une force égale à 6000 N.

$$\text{AN. } K \geq \frac{1}{R'} \sqrt{\left(\frac{6000}{0,7 \cdot 400}\right)^2 + \left(\frac{6 \cdot 10^6 \cdot 50}{0,7 \cdot 666666,6}\right)^2}$$

Ce qui donne $K \geq 9,7 \text{ mm}$.

Pour que le cordon de soudure résiste aux sollicitations imposées, il faut que sa largeur égale ou dépasse 9,7 mm

III.9. Calcul des assemblages par goujons

L'assemblage par des goujons est une méthode d'assemblage mécanique démontable, ces goujons servent à créer une liaison de continuité entre éléments ou à assurer la transmission intégrale des efforts d'une partie à l'autre d'une construction.

Les éléments à assembler sont serrés entre la face d'appui de la tête de goujon et celle de l'écrou. dans ce cas, on empêche le déplacement relatif des éléments de l'assemblage. c'est alors la résistance au cisaillement du goujon qui assure la tenue de l'assemblage. [12]

Calcul du diamètre des goujons

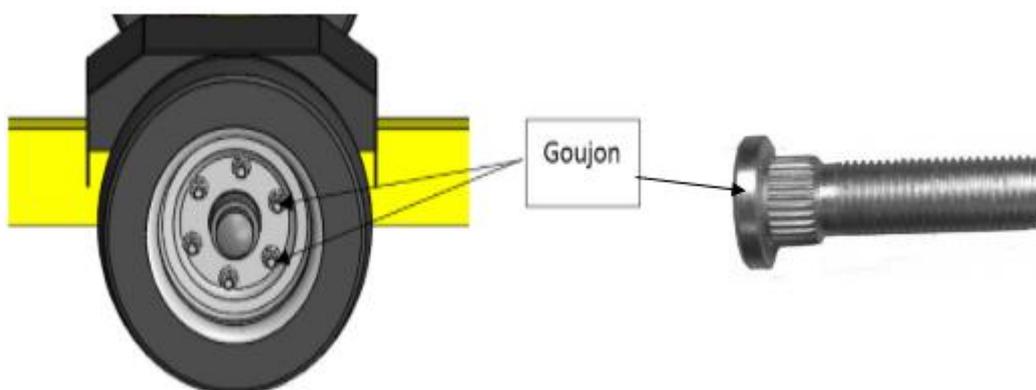


Figure III.33. Aperçu d'assemblage par des goujons dans la roue de la remorque porte touret

La roue est l'élément qui assure la stabilité de la remorque porte touret sur la route.

La jante est montée sur le moyeu à l'aide de six goujons, les goujons sont montés dans le moyeu avec serrage pour assurer le blocage en rotation de ces goujons lors de serrage ou desserrage des écrous pour le montage ou le démontage de la roue, ces goujons sont sollicités à un effort de cisaillement et à un moment de torsion tel qu'il est illustré dans la figure III.34.

Pour calculer le diamètre du goujon il faut d'abord calculer les efforts exercés sur chaque goujon.

$$F_i = \frac{F}{z} \quad (III.37)$$

Avec F_i : la charge appliquée sur chaque goujon (N).

F : la charge applique sur la roue (N).

Z : nombre des goujons de la jante.

$$M_R = -M_t = \sum M_{Ri} \quad (III.38)$$

$$M_{Ri} = P_i \cdot r \quad (III.39)$$

Avec M_R : moment résistant (N.m).

M_t : moment de torsin (N.m).

$$R_{max} = P_{max} + \frac{F}{z} \quad (III.40)$$

$$P_{max} = \frac{M_t \cdot L_{max}}{\sum L_i^2} ; L_{max} = r.$$

$$\text{Donc : } P_{max} = \frac{M_t \cdot r}{6r^2} = \frac{M_t}{6r}$$

$$\text{AN. } F_i = \frac{25000}{6} = 4166,67\text{N}$$

$$P_{max} = \frac{1000}{6 \cdot 0,105} = 1587 \text{ N.}$$

$$R_{max} = 1587 + \frac{25000}{6} = 5754 \text{ N.}$$

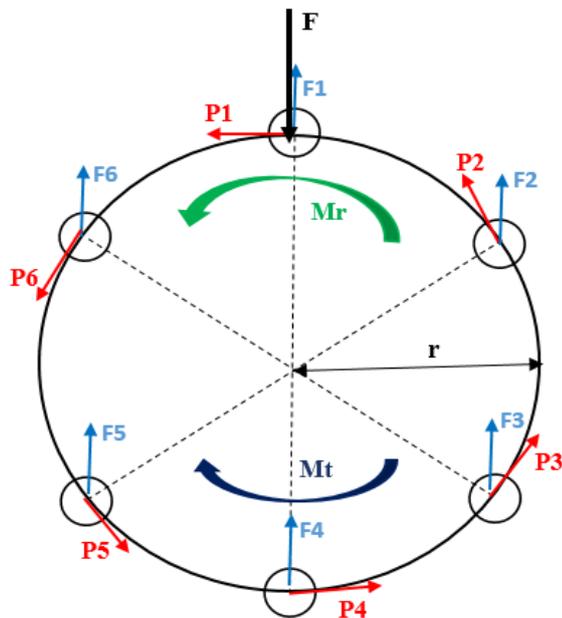


Figure III.34 : La répartition des efforts exercés sur les goujons

La condition de résistance s'exprime par la formule suivante :

$$\tau_{\max} = \frac{R_{\max}}{s} \leq R_{pg} \quad (\text{III.41})$$

$$\text{Ce qui donne : } \tau_{\max} = \frac{4 \cdot R_{\max}}{\pi D^2} \leq R_{pg}; \text{ donc : } D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot R_{\max}}{\pi \cdot R_{pg}}}$$

Pour le calcul de construction de ces goujons, nous utilisons un matériau dont la nuance est le S235, avec un coefficient de sécurité égal à 3.

$$\text{AN. } D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 5754}{\pi \cdot 39}} \text{ donc : } D \geq 13.70 \text{ mm.}$$

Nous adoptons un diamètre normalisé égal à 16 mm.

Chapitre IV

**Conception, simulation et
interprétation des résultats**

IV.1. Définition de la simulation numérique

La simulation numérique est une série de calcul effectués sur un ordinateur, elle peut représenter des phénomènes physiques complexes dont la description repose sur un modèle mathématique comportant des équations aux dérivées partielles. L'ordinateur résout alors ces équations numériquement en utilisant la méthode des éléments finis. elle aboutit à la description du résultat de ce phénomène comme s'il s'était réellement déroulé. [13]

IV.2. Les critères de choix du logiciel SOLIDWORKS

Pour l'outil de conception choisi ; nous utiliserons le logiciel de conception assistée par ordinateur et d'analyse par éléments finis SOLIDWORKS, ce choix est basé sur :

- ❖ la disponibilité de ce logiciel
- ❖ le regroupement de plusieurs fonctionnalités comme la création du modèle (pièce), assemblage et mise en plan.
- ❖ L'aptitude du logiciel à résoudre une étude numérique par la méthode des éléments finis (fonction simulation).[14]

IV.3. Présentation de la simulation numérique

La figure ci-dessous représente les démarches à suivre pour effectuer une simulation numérique sur le logiciel SOLIDWORKS

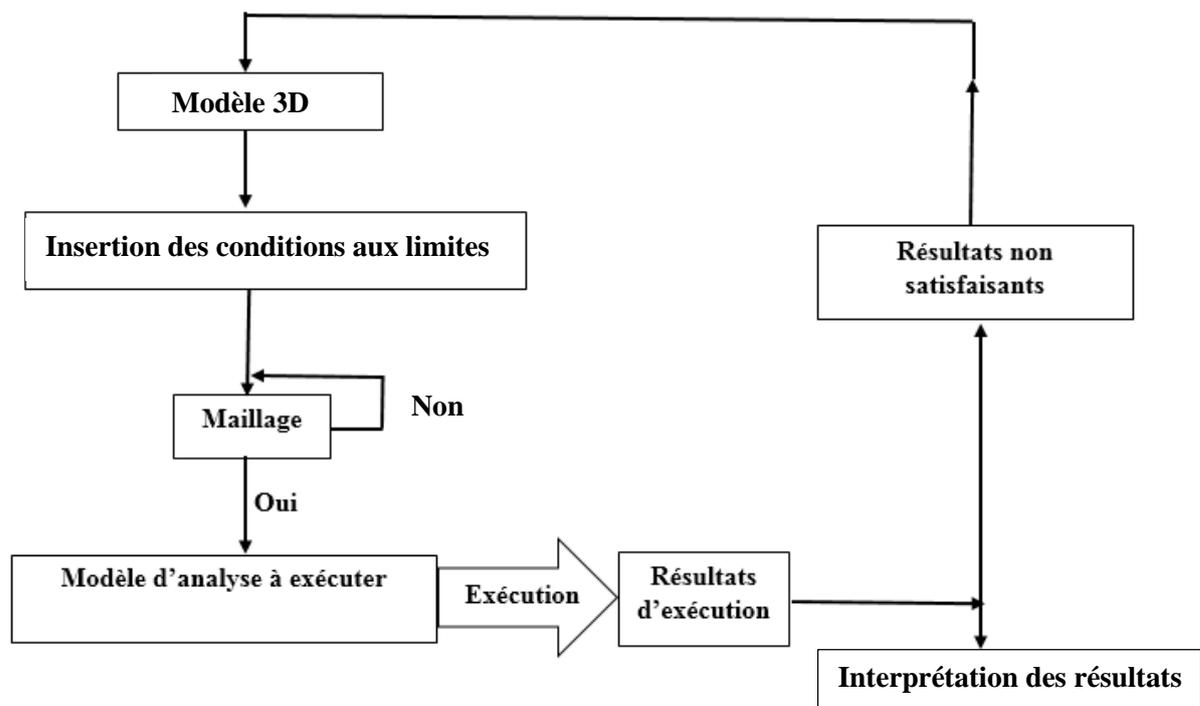


Figure IV.1: Présentation du processus de simulation. [14]

IV.4. Les étapes d'une étude CAO (conception assisté par ordinateur) d'une pièce mécanique

Une étude de conception assistée par ordinateur a pour objectif d'étudier le comportement des pièces mécanique dans leurs environnements.

Elle s'appuie sur une étude dans tout le volume de la pièce en appliquant les modèles des mathématiques issu de la résistance des matériaux et de la mécanique des milieux continus afin d'étudier la résistance de cette pièce et d'autre modèle de mécanique des fluides et de transfert de chaleur afin d'étudier le fonctionnement global de la machine, les étapes d'une étude CAO sont résumées dans les points suivants :

- Élaboration de modèle 3D de la pièce.
- Affectation du matériau.
- Application des conditions aux limites : est appelé dans SOLIDWORKS « conseiller déplacement imposé » c'est-à-dire l'état actuel de la pièce dans son environnement.
- Application des chargements : elles peuvent être des forces, pressions, gravités, couples ,etc.
- Maillage de modèle : c'est la subdivision de la pièce en éléments géométriques surfaciques ou volumiques connus s'appelle « éléments finis » d'où la naissance de méthode des éléments finis, la taille de ces éléments peut varier de l'échelle du centième vers des micromètres.

Suivant la forme géométrique de la pièce nous choisissons :

- ❖ La forme de l'élément fini.
- ❖ La taille de l'élément fini.
- Exécution de l'analyse.
- Visualisation et analyse des résultats : les résultats obtenus sont : la distribution des contraintes, la distribution des déformations, la distribution des déplacements et la distribution des coefficients de sécurité.

IV.5.Simulation de différentes pièces de la dérouleuse tractable

IV.5.1.Simulation du châssis

IV.5.1.1.Model 3D du châssis

La création du modèle 3D est la première étape pour effectuer une simulation numérique dans le logiciel Solidworks, le schéma ci-dessous représente le modèle 3D du châssis de la remorque port-touret sur lequel nous ferons une simulation afin de déterminer la résistance du châssis.

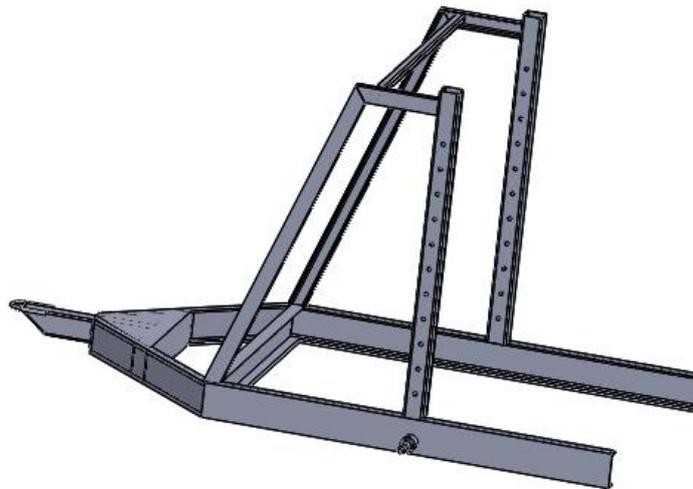


Figure IV.2: Présentation de model 3D du remorque porte touret.

IV.5.1.2. Affectation du matériau

Nous choisissons dans la bibliothèque des matériaux de solidworks un acier dont la nuance est le S235 dont la limite d'élasticité est $Re = 235$ MPa.

IV.5.1.3.Application des conditions aux limites

Les conditions aux limites sont nécessaires pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape consiste à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. dans ce cas, nous avons appliqué la géométrie fixe (encastrement) aux points de fixations de notre châssis comme il est illustré dans la figure ci-dessous (figure IV.3).

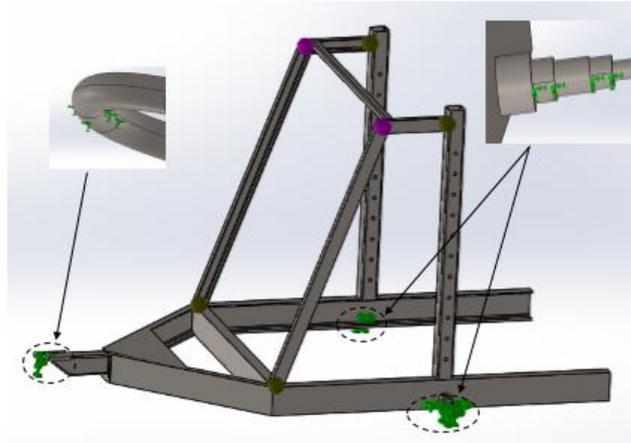


Figure IV.3: Application des conditions aux limites sur le châssis de remorque porte touret

IV.5.1.4. Application des chargements

Le chargement appliqué sur le châssis est sous forme d'une charge répartie sur la zone de contact entre l'axe de blocage de système d'ancrage et le profilé vertical mécano-soudé de section carrée, cette intensité de charge est égale à 50 KN, cette charge est répartie sur chaque côté des deux profilés de section carrée comme il est indiqué dans la figure suivante (figure IV.4)

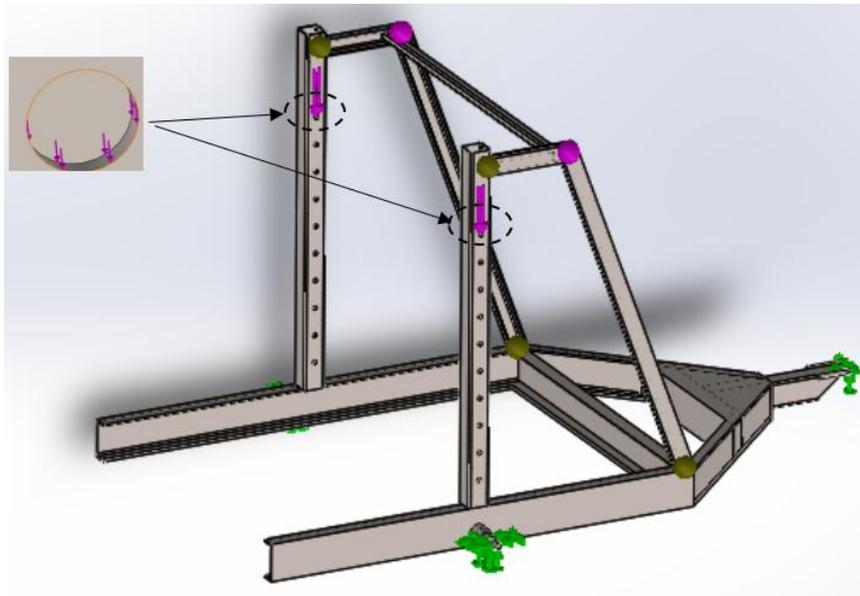


Figure IV.4: Application des chargements sur le châssis

IV.5.1.5. Le maillage

Le maillage est une étape fondamentale pour l'analyse de conception.

Afin de pouvoir créer le maillage, nous avons utilisé un maillage volumique de la structure de qualité haute avec essais automatique du maillage volumétrique.

Le tableau (IV.1) nous montre les différents paramètres utilisés pour la création du maillage du châssis.

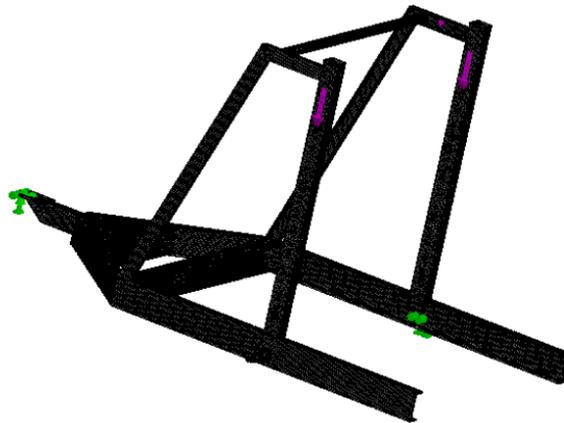


Figure IV.5: Le maillage du châssis

Tableau IV.1: Les paramètres utilisés pour la création du maillage de châssis.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Taille d'élément	15 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	307412
Nombre total d'éléments	156355

IV.5.1.6. Visualisation des résultats

Après l'exécution, le logiciel nous donne la possibilité de visualiser et de quantifier quatre (04) principaux résultats :

- La distribution des contraintes.
- La distribution du déplacements des éléments de notre structure.
- La distribution des déformations.
- La distribution du coefficient de sécurité qui est un critère de fiabilité du calcul de résistance de notre équipement.

A). La distribution des contraintes

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de Von Mises en «MPa», sur le châssis de remorque porte touret.

Sachant que la limite d'élasticité du matériau S235 est de l'ordre de 235 MPa, nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que les contraintes aux zones les plus sollicitées indiquées dans la figure (IV.6) par la couleur rouge sont d'ordre de 87 MPa. ce qui implique que notre structure va résister aux sollicitations imposées.

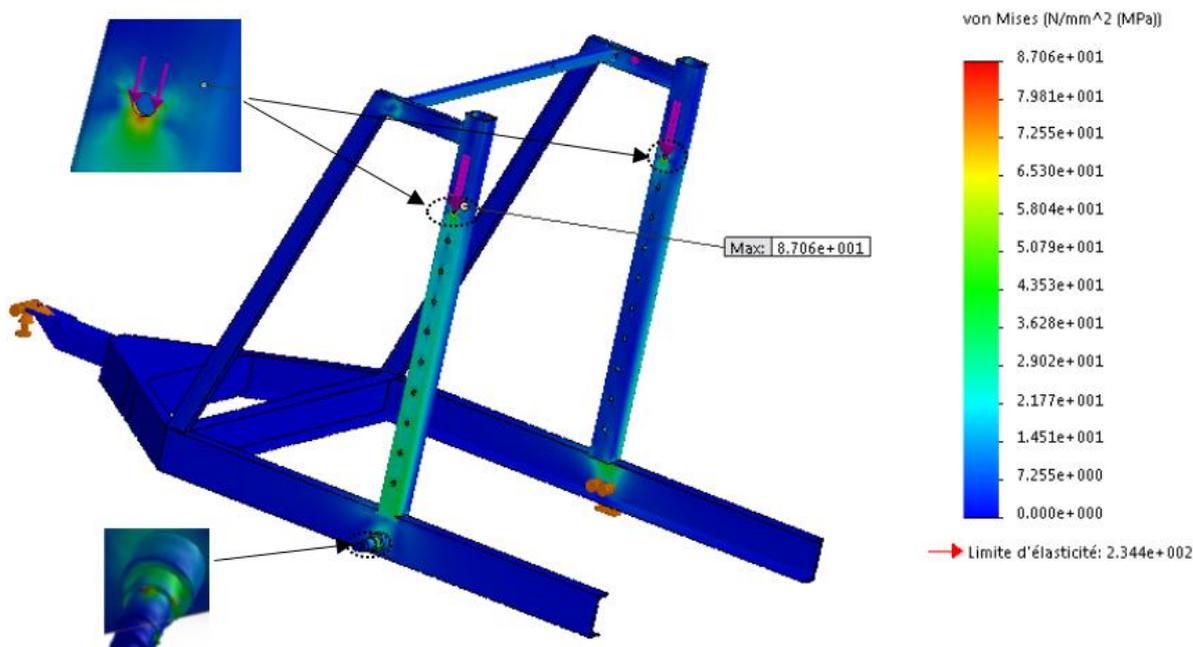


Figure IV.6 : La distribution des contraintes de Von Mises dans le châssis

B).La distribution des déplacements

La figure (IV.07) nous indique les déplacements des éléments de notre structure en « mm ». Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum, de châssis (zone indiquée en rouge) est de l'ordre de 0.95 mm, c'est un déplacement assez faible comparé à ce que peut subir le S235 en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

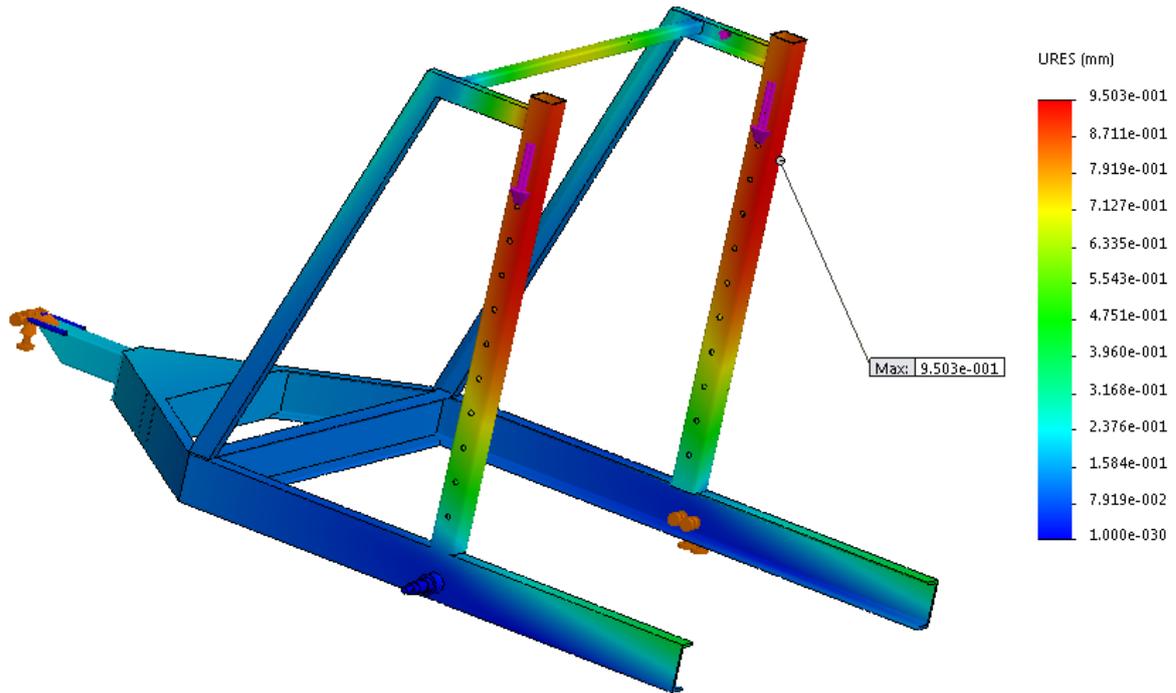


Figure IV.7: La distribution des déplacements dans le châssis

C).La distribution des déformations

La figure suivante (figure IV.08) nous indique les déformations $\epsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure. nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale de l'arbre de châssis (zone indiquée en rouge) est $\epsilon = 3,89. 10^{-4} = 0,0389\%$, c'est une déformation assez faible.

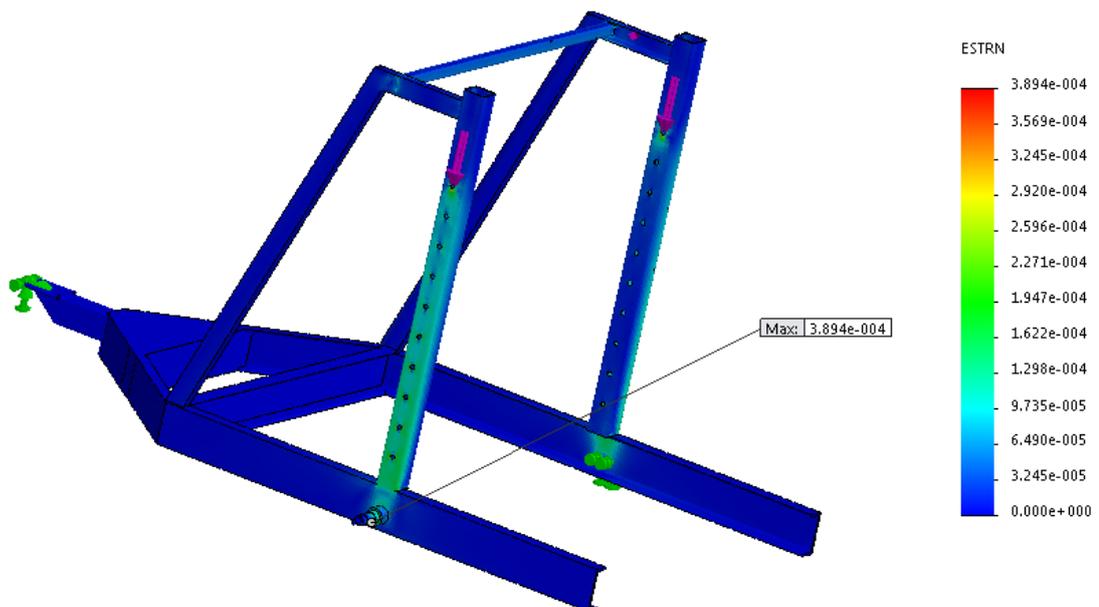


Figure IV.8: La distribution des déformations dans le châssis.

D).La distribution de coefficient de sécurité

La figure (IV.09) illustre la distribution du coefficient de sécurité dans le châssis (rapport entre la contrainte admissible et la contrainte appliquée). nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le coefficient de sécurité minimum dans le châssis est de l'ordre de 2,30.

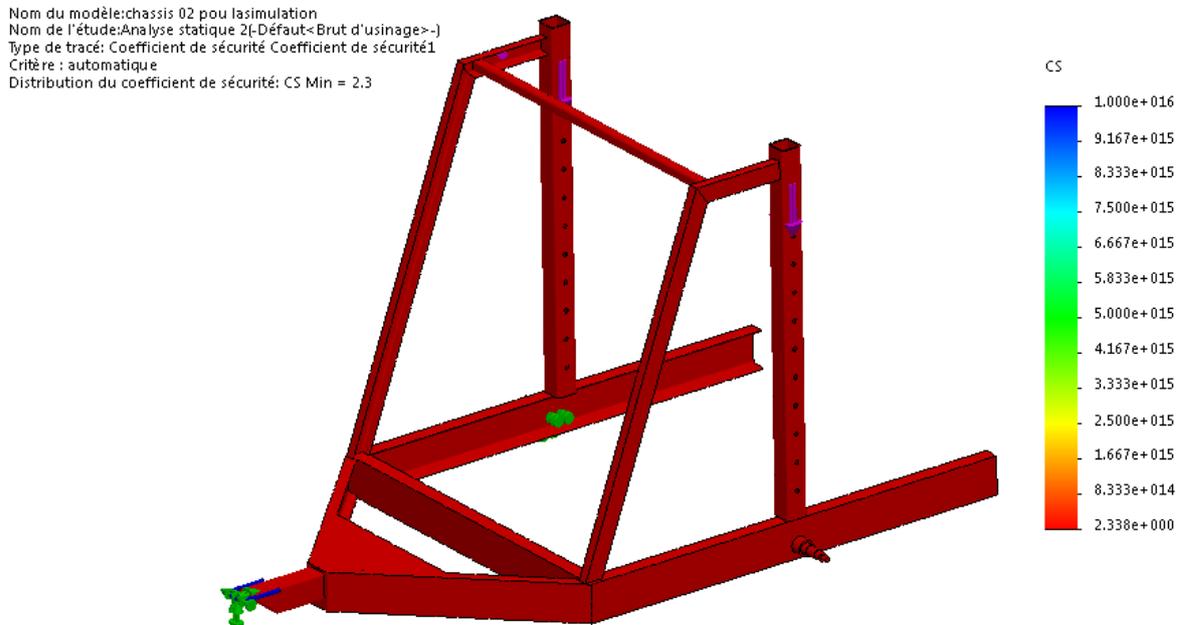


Figure IV.9: La distribution des coefficients de sécurité

IV.5.2.Simulation du système d'ancrage

IV.5.2.1.Modèle 3D du système d'ancrage

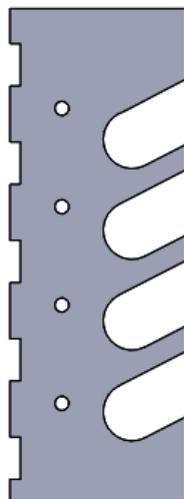


Figure IV.10: Représentation du système d'ancrage

IV.5.2.2. Affectation de matériau

Nous choisissons dans la bibliothèque des matériaux de solidworks un acier dont la nuance est le S355 qui a une limite d'élasticité est égale à 355 Mpa.

IV.5.2.3. Application des conditions aux limites

Pour faire une étude de simulation, il est nécessaire de définir les conditions aux limites. Pour une meilleure approche au comportement de cette pièce, nous avons appliqué une géométrie fixe (encastrement), comme il est indiqué dans la figure suivante

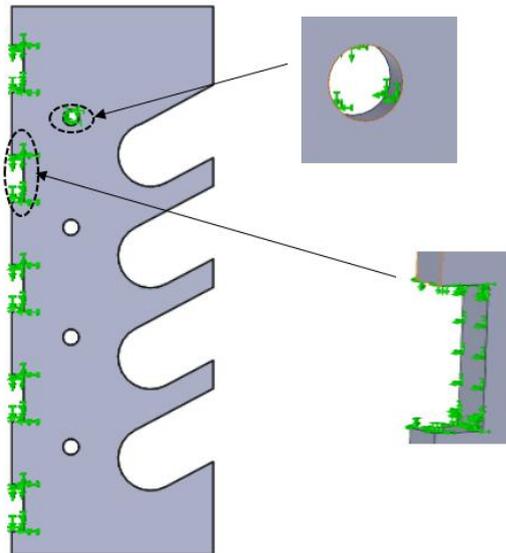


Figure IV.11: Application des conditions aux limites au système d'ancrage

IV.5.2.4. Application des chargements

Cette étape consiste à l'application des efforts extérieurs dus à l'environnement dans lequel notre système va fonctionner.

Le chargement appliqué sera sous forme d'une charge répartie sur la zone de contact entre l'axe port touret et le système d'ancrage comme il est indiqué dans la figure (IV.12), cette intensité de charge égale à 25 KN.

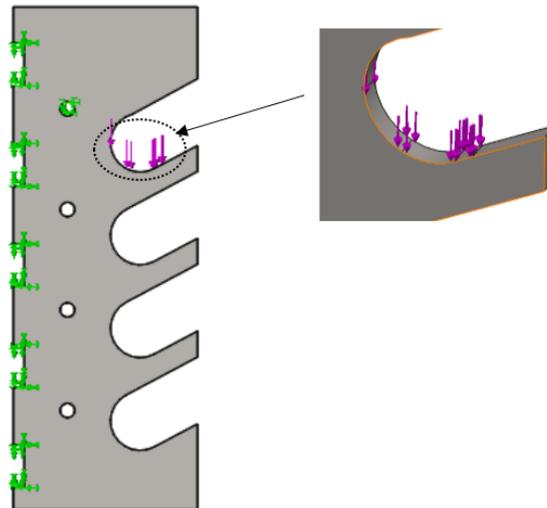


Figure IV.12: Application des chargements au système d'ancrage

IV.5.2.5. Le maillage du système d'ancrage

Le schéma ci-dessous représente le modèle maillé de système d'ancrage, les paramètres utilisés lors de la création du maillage sont représentés dans le tableau (IV.2).

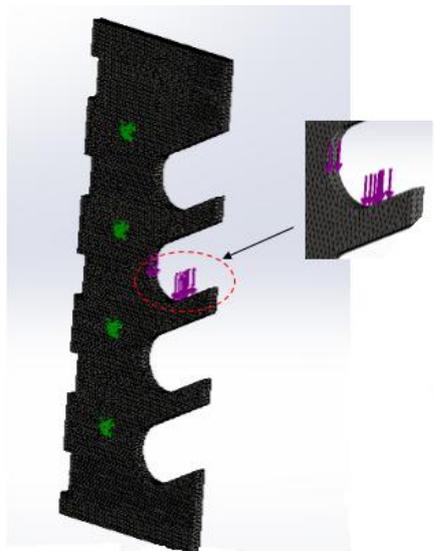


Figure IV.13: Application du maillage au système d'ancrage

Tableau IV.2 : Les paramètres utilisés pour la création du maillage de système d’ancrage.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Taille d'élément	3 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	711115
Nombre total d'éléments	481563

IV.5.2.6. Visualisation des résultats

A). la distribution des contraintes

La figure suivante (figure IV.14), représente la distribution des contraintes de types Von Mises dans le système d’ancrage.

Il est remarquable que les zones les plus sollicitées sont représentées par la couleur rouge, et conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure sont de l’ordre de 331 MPa, nous constatons que cette valeur est inférieure à la limite d’élasticité du matériau qui est égal à 355 MPa, donc le système d’ancrage va résisté aux sollicitations imposées.

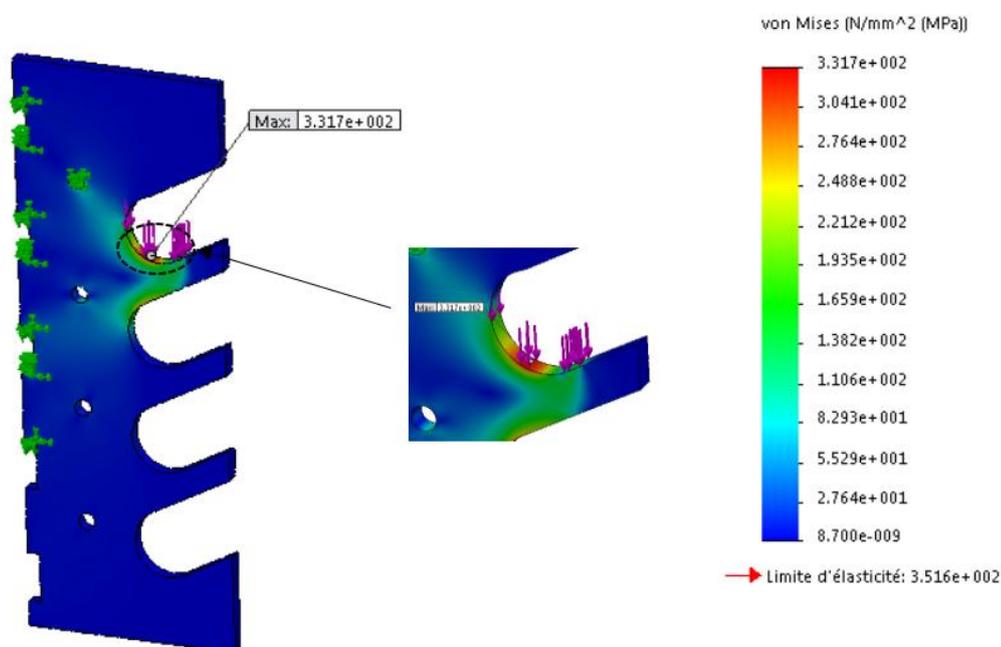


Figure IV.14: La distribution des contraintes de Von Mises dans le système d’ancrage

B). La distribution des déplacements dans le système d'ancrage

D'après la figure IV.15, les déplacements maximums dans le système d'ancrage sont localisés au niveau des zones indiquées en rouge, dont la valeur peut atteindre 0.127mm (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure).

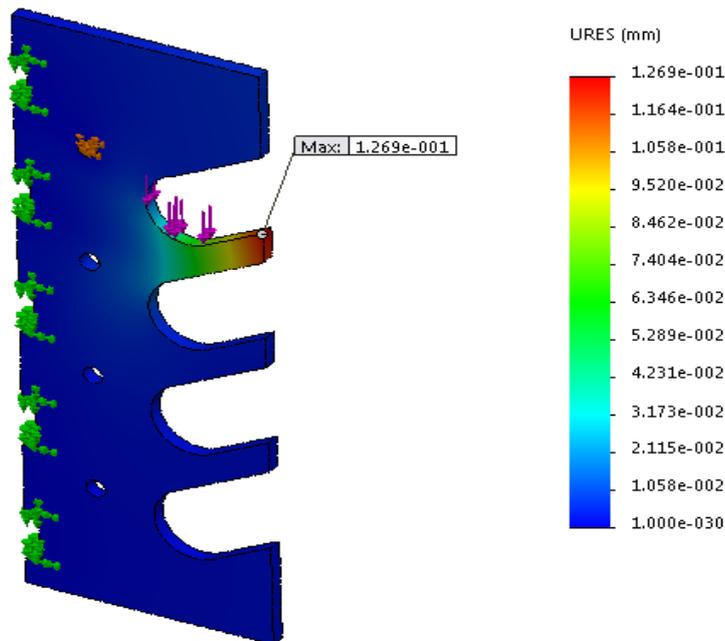


Figure IV.15: La distribution des déplacements dans le système d'ancrage

C). La distribution des déformations

La figure IV.16 nous indique les déformations des éléments de notre structure. Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale du système d'ancrage (zone indiquée en rouge) est de l'ordre de $1,37 \cdot 10^{-3} = 0,137\%$, c'est une déformation assez faible comparée à la valeur de déformation de la limite conventionnelle élastique qui est égale à 0,2%, c'est-à-dire que les déformations vont rester dans le domaine élastique donc nous pouvons conclure que ces résultats sont satisfaisants.

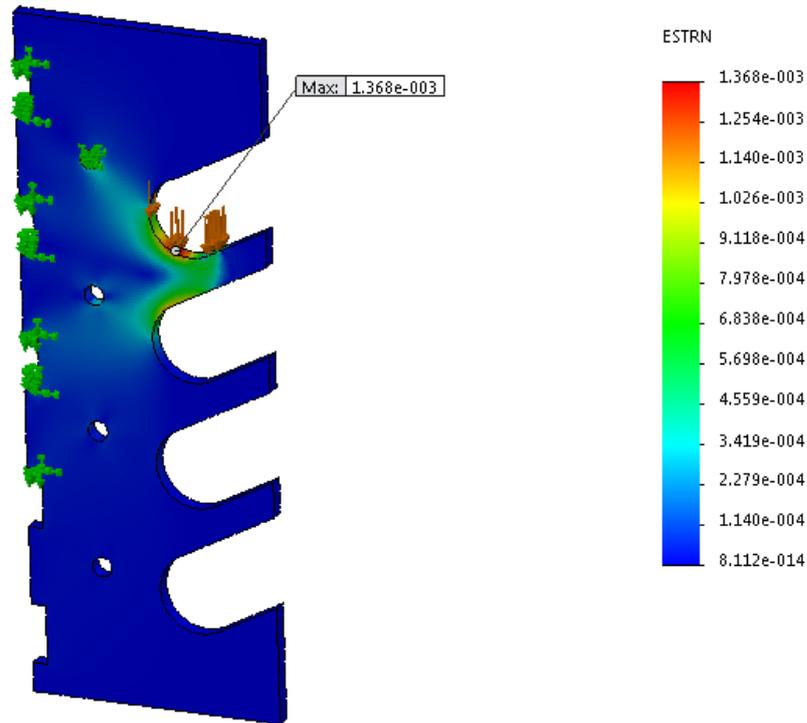


Figure IV.16: La distribution des déformations dans le système d'ancrage

D).La distribution du coefficient de sécurité

La figure suivante (figure IV.17) représente la distribution du coefficient de sécurité (rapport entre la contrainte admissible et la contrainte appliquée). nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le coefficient de sécurité minimal dans le système d'ancrage est de l'ordre de 1,1.

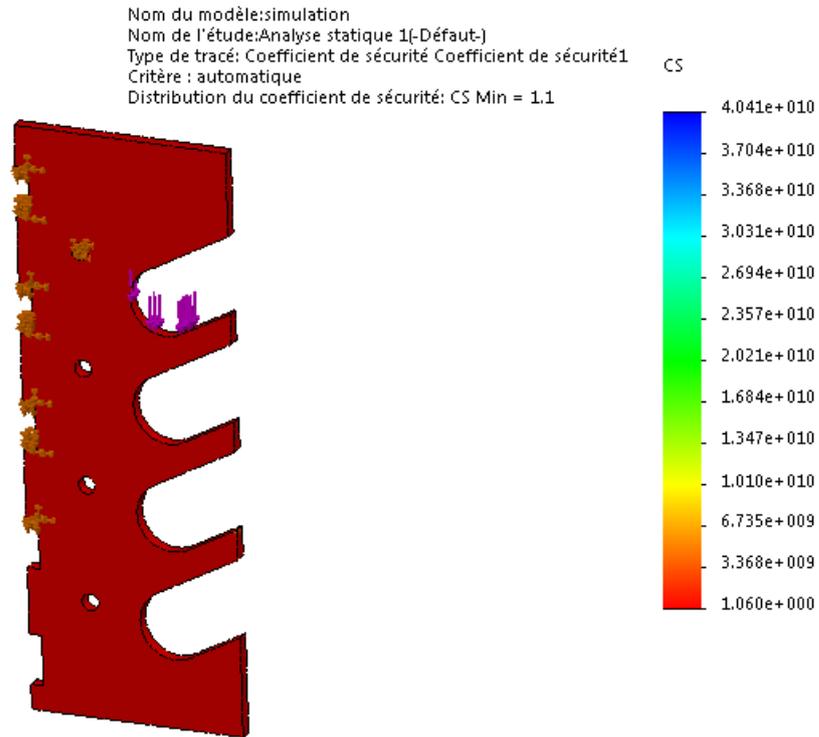


Figure IV.17: La distribution de coefficient de sécurité dans le système d'ancrage

IV.5.4. Simulation de l'arbre port-touret

IV.5.3.1. Affectation du matériau

Pour l'affectation du matériau au axe port touret, nous choisissons dans la bibliothèque des matériaux de solidworks un acier dont la nuance est le S355 qui a une limite d'élasticité est égale à 355 Mpa.

IV.5.3.2. Application des conditions aux limites

Pour une meilleure approche du comportement de cette pièce, nous avons appliqué une géométrie fixe (encastrement) comme il est indiqué par la couleur vert dans la figure suivante :

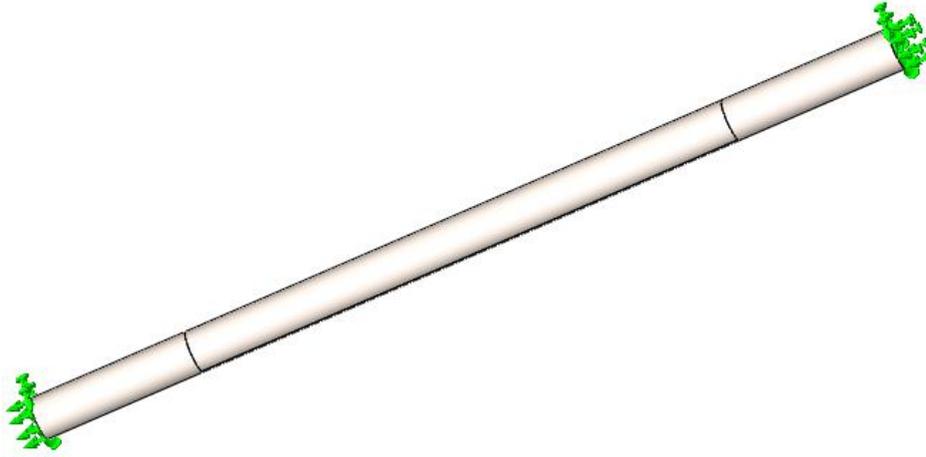


Figure IV.18: Application des conditions aux limites à l'axe port touret

IV.5.3.3. Application des chargements

Le chargement appliqué sur l'axe port touret est sous forme d'une charge répartie sur la zone de contact entre le touret et l'axe port touret, cette intensité de charge est égale à 50 KN, cette charge est répartie sur la longueur utile de touret comme il est indiqué dans la figure suivante (figure IV.19)

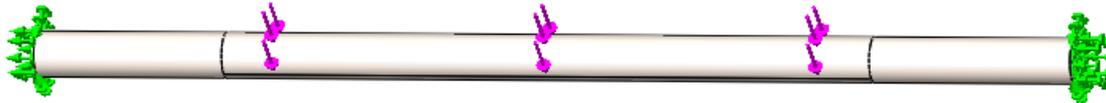


Figure IV.19: Application des chargements à l'axe port touret

IV.5.3.4. Le maillage d'axe port-touret

Le schéma suivant représente le modèle maillé d'axe port-touret, les paramètres utilisés lors de la création de maillage sont représentés dans le tableau (IV.3)

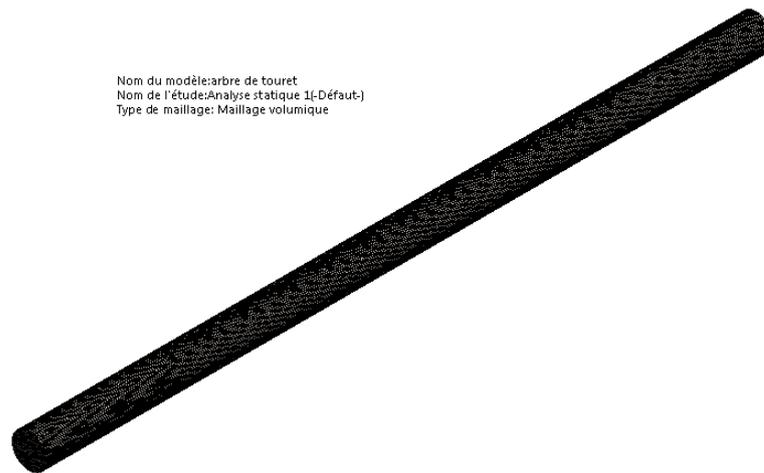


Figure IV.20: Application du maillage à l'axe port touret

Tableau IV.3 : Les paramètres utilisés pour la création de maillage de l'axe port touret

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Taille d'élément	5mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total des nœuds	409144
Nombre total d'élément	283431

IV.5.3.5. Visualisation des résultats

A). La distribution des contraintes

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de Von Mises en «MPa», sur l'axe port touret.

Sachant que la limite d'élasticité du matériau S335 est de l'ordre de 355 MPa, nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que les contraintes aux zones les plus sollicitées indiquées dans la figure (IV.21) par la couleur rouge sont d'ordre de 255 MPa. ce qui implique que notre structure va résister aux sollicitations imposées.

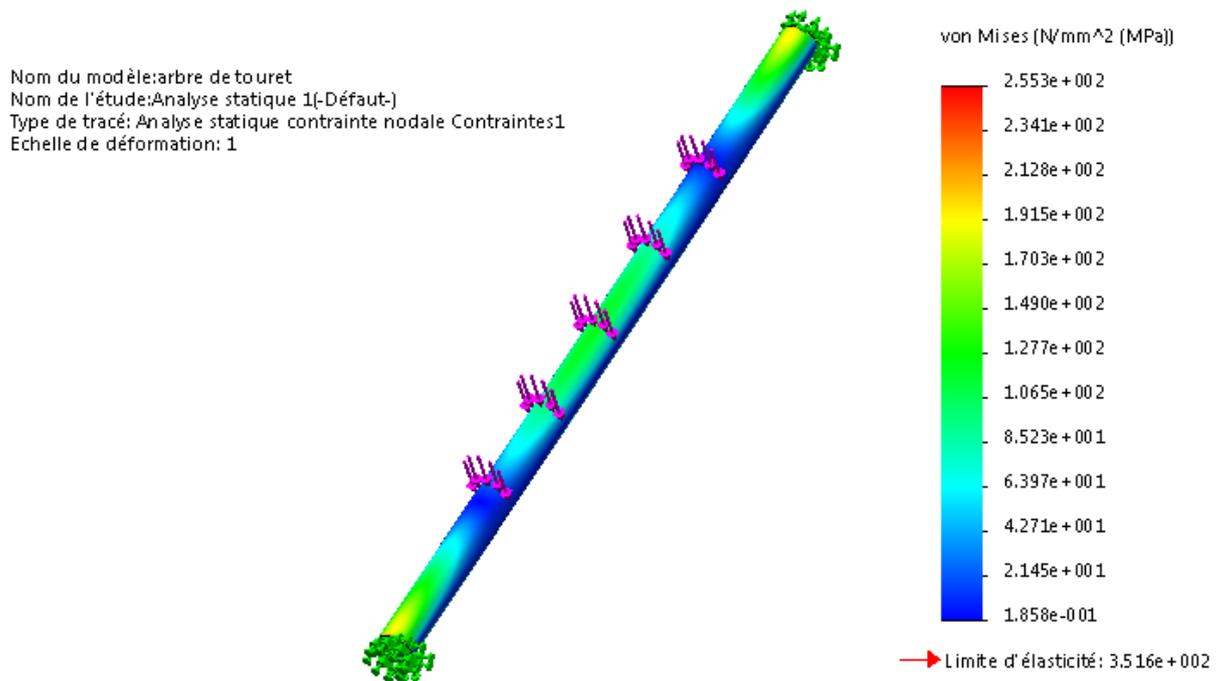


Figure IV.21: La distribution des contraintes dans l'axe port touret

B). La distribution des déplacements

D'après la figure IV.22, les déplacements maximums dans l'axe port touret sont localisés au niveau des zones indiquées en rouge, dont la valeur peut atteindre 2,54mm (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure).

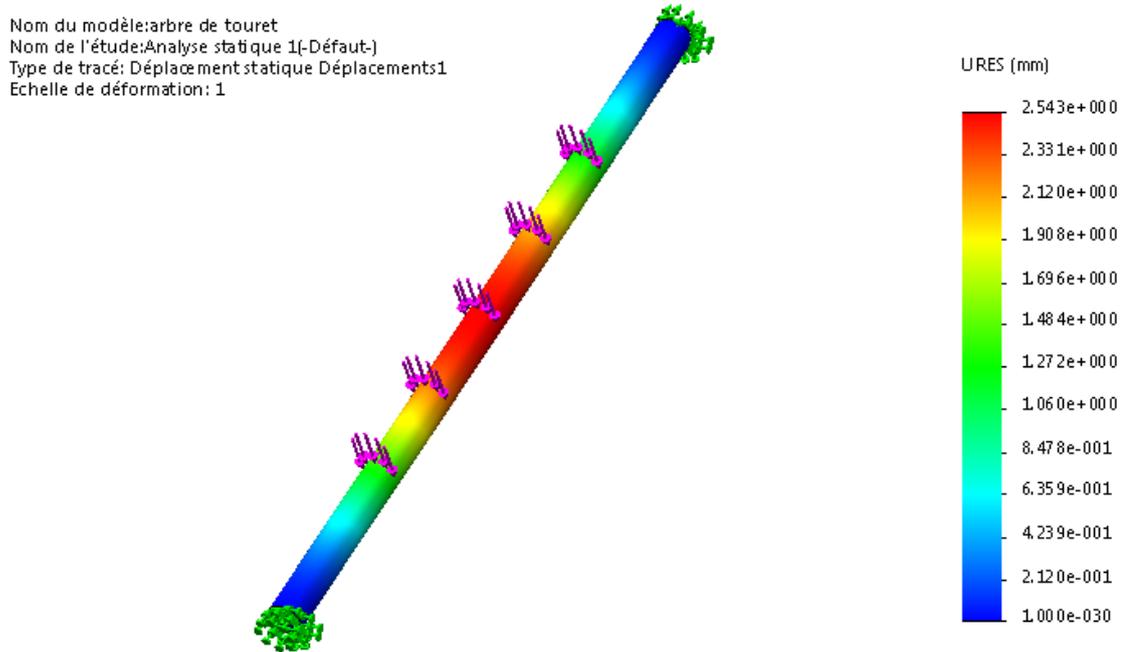


Figure IV.22: La distribution des déplacements dans l'axe port touret

C). La distribution des déformations

La figure IV.23 nous indique la distribution des déformations des éléments de notre structure.

Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale du système d'ancrage (zone indiquée en rouge) est de l'ordre de $9,4 \cdot 10^{-4} = 0,09\%$, c'est une déformation assez faible comparée à la valeur de déformation de la limite conventionnelle élastique qui est égale à $0,2\%$, c'est-à-dire que les déformations vont rester dans le domaine élastique donc nous pouvons conclure que ces résultats sont satisfaisants.

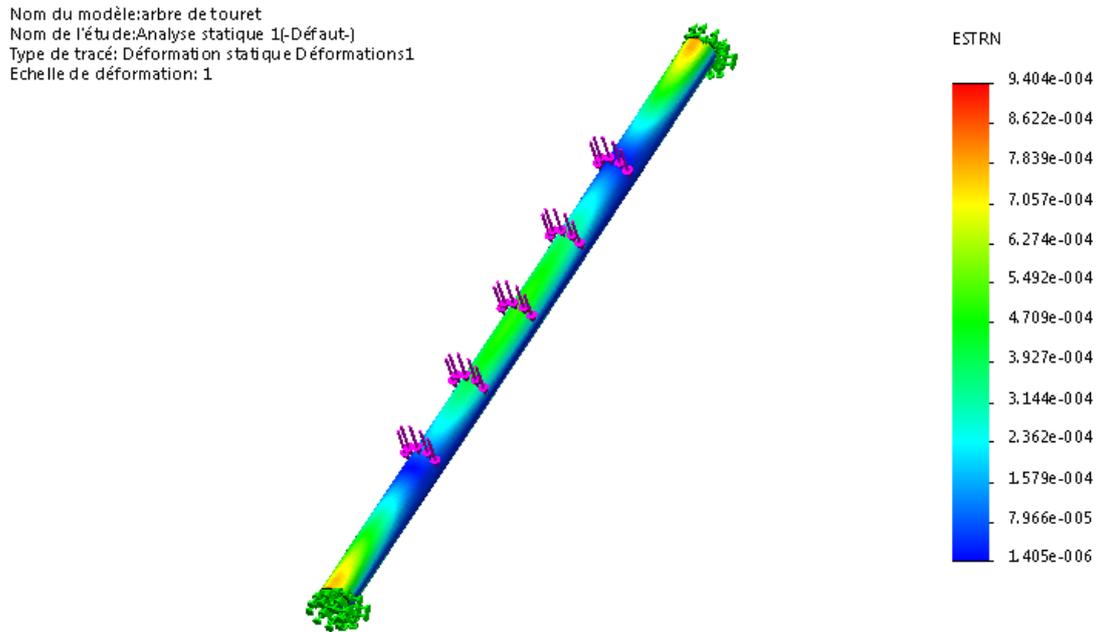


Figure IV.23: La distribution des déformations dans l'axe port- touret

D).La distribution du coefficient de sécurité

La figure IV.24 illustre la distribution du coefficient de sécurité dans le châssis (rapport entre la contrainte admissible et la contrainte appliquée). nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le coefficient de sécurité minimum dans le châssis est de l'ordre de 1,4.

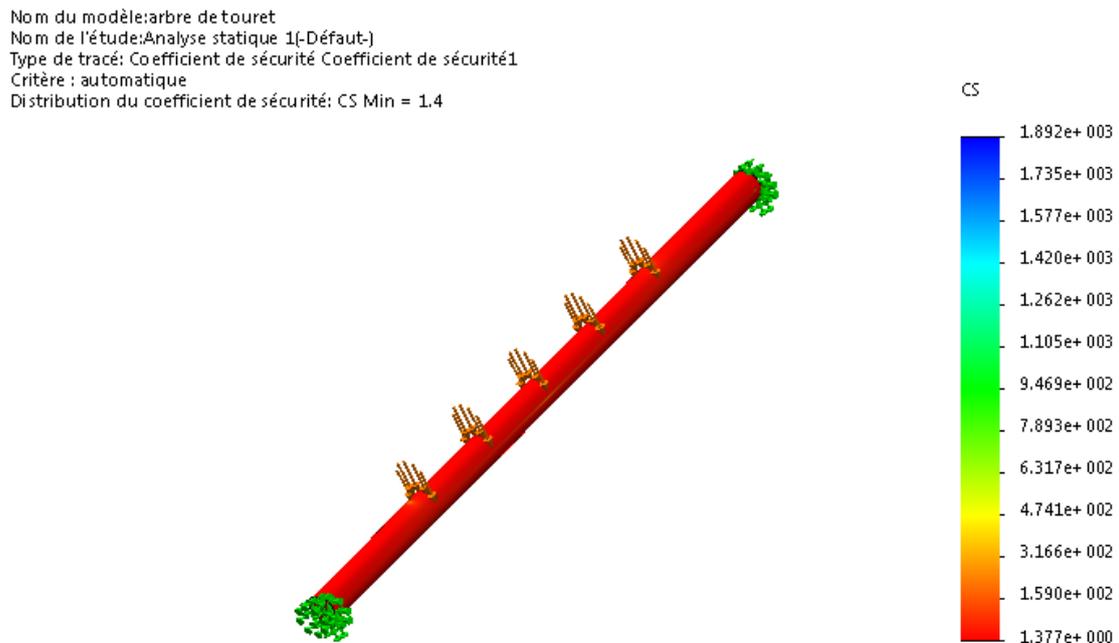


Figure IV.24: La distribution des coefficients de sécurité dans l'axe port touret

IV.5.4. Simulation de l'axe de roue

IV.5.4.1. Affectation du matériau

Nous choisissons dans la bibliothèque des matériaux de solidworks un acier dont la nuance est le S235 qui a une limite d'élasticité est égale à 235 MPa.

IV.5.4.2. Application des conditions aux limites

Pour une meilleure approche du comportement de cette pièce, nous avons appliqué une géométrie fixe (encastrement) comme il est indiqué par la couleur vert dans la figure suivante :

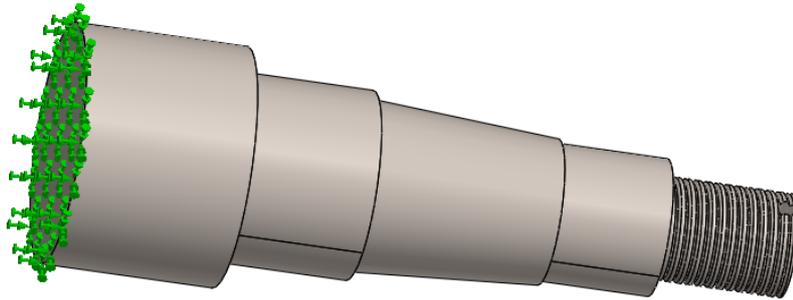


Figure IV.25: Application des conditions aux limites sur l'axe de roue

IV.5.4.3. Application des chargements

Le chargement appliqué est sous forme d'une charge répartie sur la zone de contact entre les deux roulements et l'axe de roue, cette intensité de charge est égale à la résultante des charges tangentielle et normale appliqué sur la tige de la roue tel qu'il est indiqué dans la figure suivante (figure IV.26)

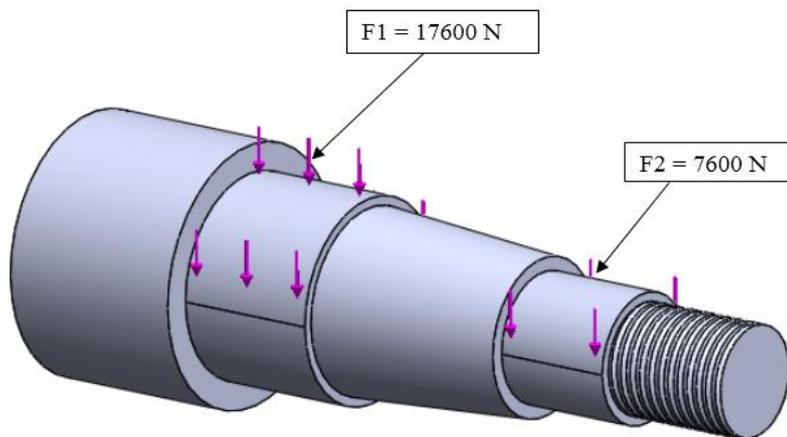


Figure IV.26: Application des chargements sur l'axe de roue

IV.5.4.4. Le maillage de l'axe de roue

La figure ci-dessous représente le modèle maillé de l'axe de roue, les paramètres utilisés lors de la création de maillage sont représentés dans le tableau (IV.4)

Nom du modèle: Pièce222
 Nom de l'étude: Analyse statique 1(-Défaut-)
 Type de maillage: Maillage volumique

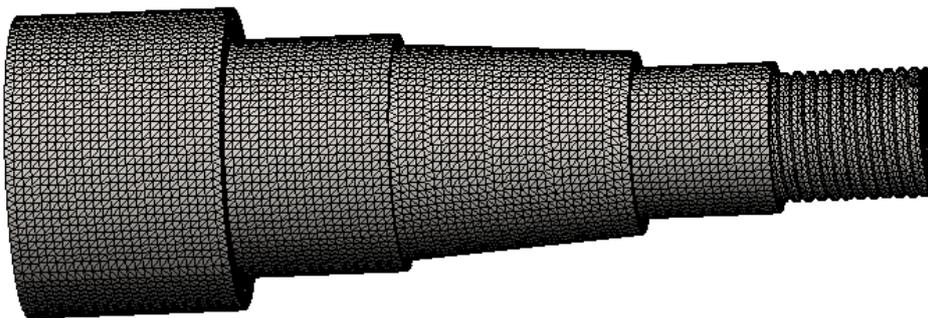


Figure IV.27: Le maillage de l'axe de roue

Tableau IV.4: Les paramètres utilisés pour la création de maillage de l'axe de roue

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé	Maillage standard
Taille d'élément	2 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	339821
Nombre total d'éléments	238322

IV.5.4.5. Visualisation des résultats

A).La distribution des contraintes

La figure suivante (figure IV.28), représente la distribution des contraintes de types Von Mises dans l'axe de roue.

Il est remarquable que les zones les plus sollicitées sont représentées par la couleur rouge, et conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure sont de l'ordre de

133 (MPa), nous constatons que cette valeur est inférieure à la limite d'élasticité du matériau qui est égal à 235 (MPa), donc l'axe de la roue va résisté aux sollicitations imposées.

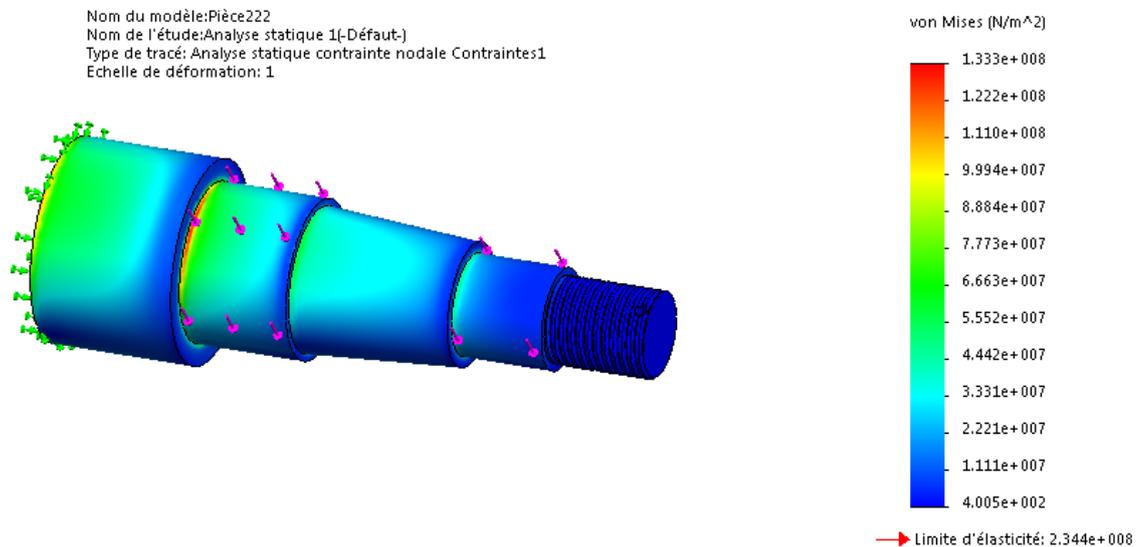


Figure IV.28 : La distribution des contraintes de Von Mises dans l'axe de roue

B).La distribution des déplacements

La figure (IV.29) nous indique les déplacements des éléments de notre structure en « mm ».

Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum de tige de la roue (zone indiquée en rouge) est de l'ordre de 0.19 mm, c'est un déplacement assez faible comparé à ce que peut subir le S235 en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

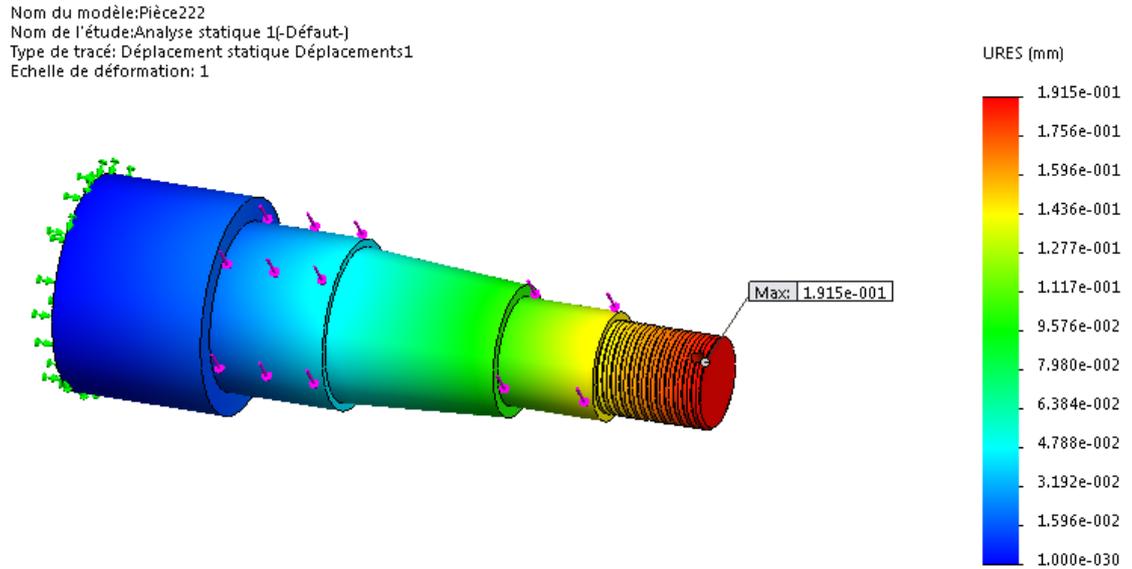


Figure IV.29 : La distribution des déplacements dans l'axe de roue

C). La distribution des déformations

La figure suivante (figure IV.30) nous indique les déformations $\epsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure. nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale de l'arbre de châssis (zone indiquée en rouge) est $\epsilon = 5,63 \cdot 10^{-4} = 0,056\%$, c'est une déformation assez faible.

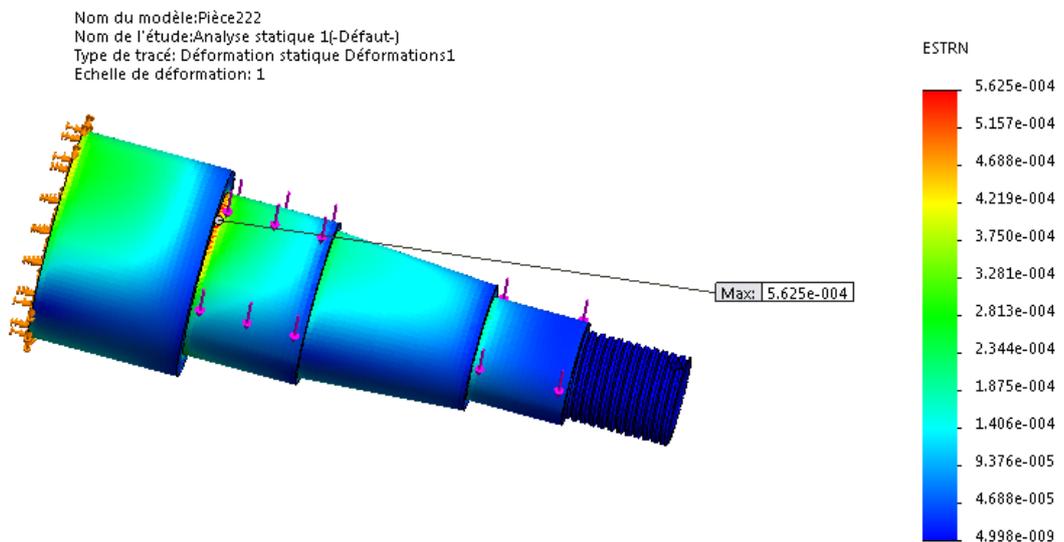


Figure IV.30: La distribution des déformations dans la tige de roue

D). La distribution de coefficient de sécurité

La figure (IV.31) illustre la distribution du coefficient de sécurité dans l'axe de roue (rapport entre la contrainte admissible et la contrainte appliquée). nous constatons (en accord avec les couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le coefficient de sécurité minimum est de l'ordre de 1,8.

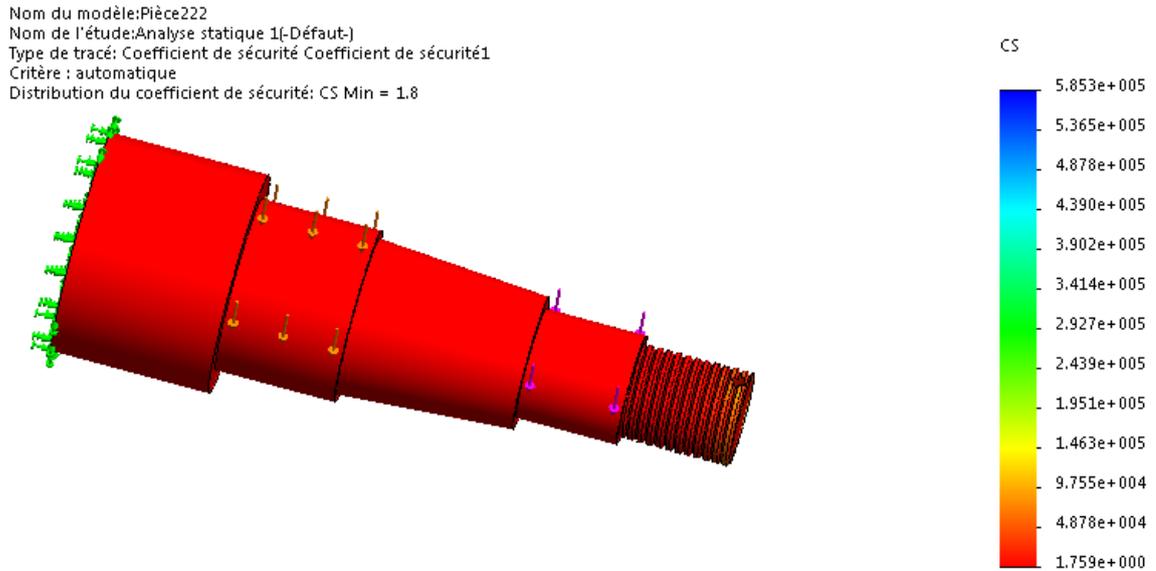


Figure IV.31: La distribution des coefficients de sécurité

Conclusion générale

Conclusion générale

Nous avons deux conditions principales pour arriver à l'objet de l'étude, d'un côté l'exploitation de l'outillage que dispose l'entreprise C.M.A.I. afin de minimiser les coûts de la fabrication, et la deuxième est de vérifier la résistance des pièces mécanique de remorque porte-touret sous l'effet des chargements statiques et dynamiques.

Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel SolidWorks qui nous permet de choisir le matériau utilisé à chaque pièce, ce logiciel est basé sur la méthode des éléments finis, pour avoir des résultats précis sur le comportement des pièces il faut bien choisir le maillage.

Notre projet de fin d'études permet de mettre en pratique les connaissances que nous avons acquises durant la formation surtout au terme de conception des produits et d'apprendre beaucoup de choses dans le domaine professionnel.

Références bibliographie

Bibliographie

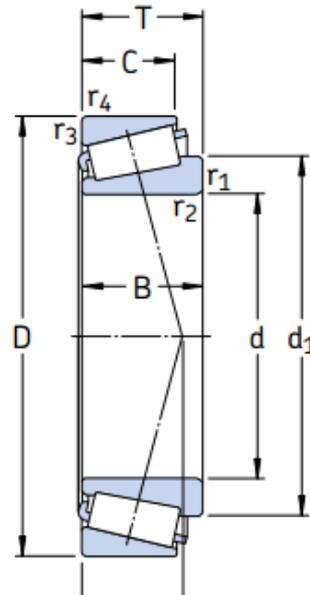
- [01]. Les remorques. [En ligne], disponible sur : <https://fr.wikipedia.org/wiki/Remorque>. (consulté le 20/03/2018).
- [02]. Ingelec. Guide de manutention des tourets. [En ligne], disponible sur : www.eleofrance.com. (Consulté le 02/02/2018).
- [03]. Zaragoza. Règles de manipulation, stockage et transport des câbles. [En ligne], Disponible sur : www.cablescom Zaragoza. com, (consulté le 02/02/2018).
- [04]. JEAN-Christophe D. Remorque port-touret. [En ligne], disponible sur : www.eduscol.education.fr. (Consulté le 02/03/2018).
- [05]. Siprel. Remorque dérouleuse S500. [En ligne], disponible sur : www.siprel.fr. (Consulté le 18/02/2018).
- [06]. propriétés du matériau : acier S235 et S355. [En ligne], disponible sur : www.vedafrance.com/Propriétés-matériaux-Acier-S235. (consulté le 05/03/2018).
- [07]. S355JR composition chimique et caractéristiques mécaniques. [En ligne], disponible sur : [www. Brr.ch-brutsch/ Rüegger Metal AG](http://www.Brr.ch-brutsch/Rüegger%20Metal%20AG). (Consulté le 18/02/2018).
- [08]. Le cric hydraulique. [En ligne], disponible sur : [https://.cric/Les Dossiers techniques ChristopHe.html](https://.cric/Les%20Dossiers%20techniques%20ChristopHe.html). (Consulté le 17/03/2018).
- [09]. NGUON K. Roulements (Montages et Calculs). Institut de Technologie du Cambodge Département de Génie Industriel et Mécanique.2014.
- [10]. Résistance au roulement. [En ligne], disponible sur: [https://fr.wikipedia.org/wiki/résistance au roulement](https://fr.wikipedia.org/wiki/résistance%20au%20roulement). (Consulté le 12/04/2018).
- [11]. BLANCHOT V. calcul des soudures en statique. [En ligne], disponible sur : [https://moodle insa-toulouse.fr](https://moodle.insa-toulouse.fr). (Consulté le 25/04/2018)
- [12]. Le boulonnage des éléments en acier. [En ligne], disponible sur : www.planete-tp.com, (Consulté le 21/04/2018).
- [13]. FUTURA TECH. Simulation numérique. [En ligne], disponible sur : www.futura-sciences.com. (Consulté le 25/04/2018).

Bibliographie

[14]. MESROUA A, MEGROUD K. étude et conception d'un bras manipulateur poly-articulé destiné à la manutention. Mémoire de fin d'étude. Génie mécanique. Université de bejaia.2013.

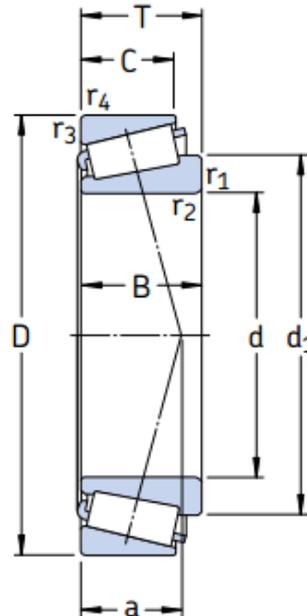
Liste des Annexes

Annexe 01



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesse de base		Masse	Désignation	Séries de dimensions selon ISO 355	
d	D	T	C	C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite				
mm			kN		kN	tr/min		kg	-	-	
55	90	23	80,9	116	12,9	5 300	7 000	0,55	32011 X/Q	3CC	
	90	27	104	137	15,3	5 600	7 000	0,67	* 33011/Q	2CE	
	95	30	110	156	17,6	5 000	6 700	0,86	33111/Q	3CE	
	100	22,75	104	106	12	5 300	6 700	0,70	* 30211 J2/Q	3DB	
	100	26,75	106	129	15	5 000	6 700	0,83	32211 J2/Q	3DC	
	100	35	138	190	21,6	4 500	6 300	1,20	33211/Q	3DE	
	110	39	179	232	26	4 500	6 700	1,70	T2ED 055/QCLN	2ED	
	115	34	125	163	19,3	4 000	5 600	1,60	T7FC 055/QCL7C	7FC	
	120	31,5	166	163	19,3	4 800	5 600	1,55	* 30311 J2/Q	2FB	
	120	31,5	121	137	16,6	3 800	5 600	1,55	31311 J2/QCL7C	7FB	
	120	45,5	198	250	28,5	4 000	5 600	2,30	32311 J2	2FD	
	120	45,5	216	260	30	4 300	5 600	2,50	* 32311 BJ2/QCL7C	5FD	
	60	95	23	95	122	13,4	5 300	6 700	0,59	* 32012 X/QCL7C	4CC
		95	24	84,2	132	15	4 800	7 000	0,63	JLM 508748/710/Q	2CE
95		27	106	143	16	5 300	6 700	0,71	* 33012/Q	2CE	
100		30	117	170	19,6	4 800	6 300	0,92	33112/Q	3CE	
110		23,75	112	114	13,2	5 000	6 000	0,88	* 30212 J2/Q	3EB	
110		29,75	125	160	18,6	4 500	6 000	1,15	32212 J2/Q	3EC	
110		38	168	236	26,5	4 000	6 000	1,60	33212/Q	3EE	
115		40	194	260	30	4 300	6 300	1,85	T2EE 060/Q	2EE	
125		37	154	204	24,5	3 600	5 300	2,05	T7FC 060/QCL7C	7FC	
130		33,5	168	196	23,6	4 000	5 300	1,95	30312 J2/Q	2FB	
130		33,5	145	166	20,4	3 600	5 300	1,90	31312 J2/QCL7C	7FB	
130		48,5	229	290	34	3 600	5 300	2,85	32312 J2/Q	2FD	
130		48,5	220	305	35,5	3 600	5 000	2,80	32312 BJ2/QCL7C	5FD	

Annexe 02



Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesses de base		Masse	Désignation	Série de dimensions selon ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite			
mm			kN		kN	tr/min		kg	-	-
35	62	18	49	54	5,85	8 500	11 000	0,22	* 32007 X/Q	4CC
	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,22	32007 J2/Q	-
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,32	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,43	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,56	33207/Q	2DE
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,52	30307 J2/Q	2FB
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,73	32307 J2/Q	2FE
	80	32,75	93,5	114	13,2	6 000	8 500	0,80	32307 BJ2/Q	5FE
	37	80	32,75	93,5	114	13,2	6 000	8 500	0,85	32307/37 BJ2/Q
38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,20	JL 69349 A/310/Q	(L 69300)
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,20	JL 69349 X/310/Q	(L 69300)
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,19	JL 69349/310/Q	(L 69300)
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,19	JL 69345 F/310/Q	(L 69300)
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008/38 X/Q	-
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,27	32008 X/Q	3CD
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,27	32008 XTN9/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,51	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,77	33208/QCL7C	2DE
	85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,90	T2EE 040/QVB134	2EE
	90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,72	30308 J2/Q	2FB
	90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB
	90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,00	32308 J2/Q	2FD

Basic 7018

CLASSIFICATION

AWS A5.1	E7018 H4	A-Nr	1
ISO 2560-A	E 42 4 B 4 2 H5	F-Nr	4
		9606 FM	1

CARACTÉRISTIQUES

Electrode basique avec d'excellentes caractéristiques opératoires et caractéristiques mécaniques. Soudage avec d'excellentes résiliences sur les aciers carbone, teneur jusqu'à 0,4 %. Rendement de 120%

Excellente soudabilité même en position. Bonnes caractéristiques mécaniques à 40°C, Convient pour déposer des couches sur des aciers à teneur élevée en carbone

HOMOLOGATIONS

BV	DNV	LR	DB	GL	TÜV
3YH5	3YH5	3YH10	+	3YH5	+

ANALYSE CHIMIQUE TYPIQUE DU METAL DEPOSE

C	Mn	Si	HDM
0.05	1.3	0.4	4 ml/100 g

PROPRIETES MECANIQUES DU METAL DEPOSE

Brut desoudage: AWSA5.1 ISO 2560-A Valeurs typiques	Condition AW	Limite élastique (N/mm ²)	Résistance à la rupture (N/mm ²)	Allongement (%)	Résilience ISO-V(J)	
		min. 400 min. 420 475	min. 490 500-640 540	min. 22 min. 20 27	-40°C min. 47 105	-46°C min. 27 50

CONDITIONNEMENTS

Etui carton	Nb d'électrodes/étui Poids net/étui (kg)	Diamètre (mm)	2.5	3.2	3.2	4.0	4.0	5.0
		Longueur (mm)	350	350	450	350	450	450
			205	125	125	85	85	55
			4.6	4.5	5.9	4.6	6.0	5.8

Identification Marquage: 7018/BASIC7018 Couleur du bout: aucune

Basic 7018: rev. C-FR02-01/02/16

Note : Lincoln Electric France se réserve le droit de modifier sans préavis les caractéristiques des produits présentés dans ce document. Leur description ne peut en aucun cas revêtir un caractère contractuel.

Basic 7018

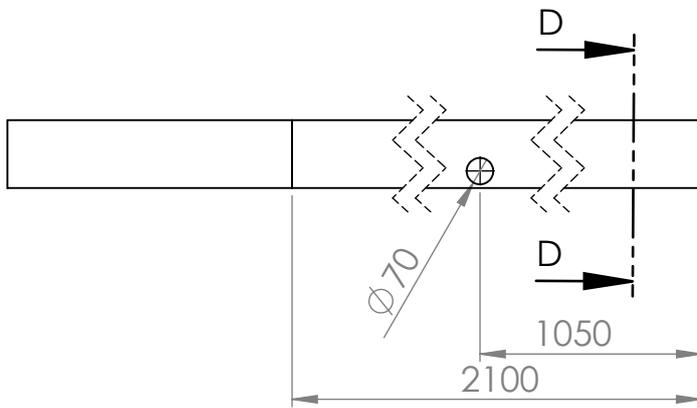
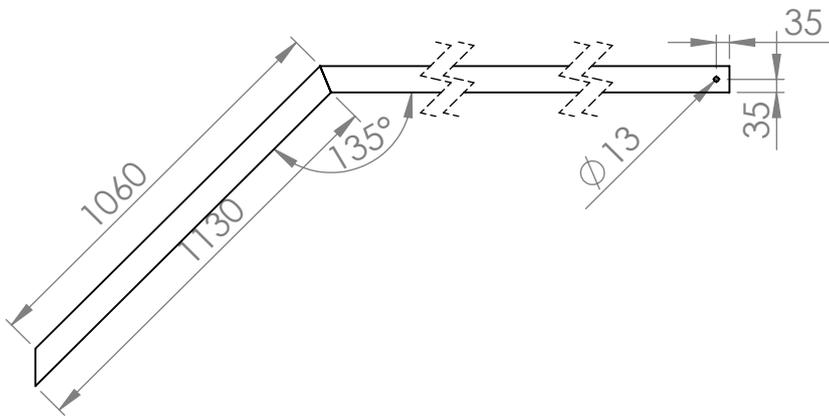
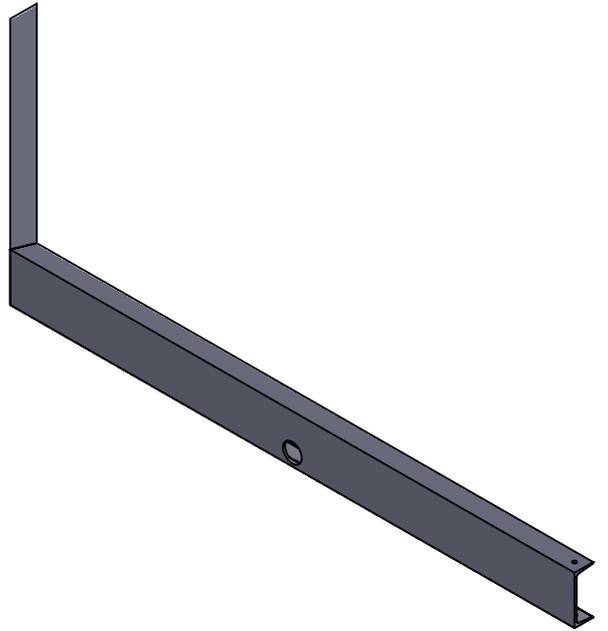
NUANCES DES ACIERS A SOUDER

Nuances d'aciers/Code	Type
Aciers de construction	
EN 10025	S185, S235, S275, S355
Aciers "coques"	
ASTM A 131	Grade A, B, D, AH32 to EH36
Aciers moulés	
EN 10213-2	GP240R
Aciers à tube	
EN 10208-1	L210, L240, L290, L360
EN 10208-2	L240, L290, L360, L415, L445
API 5LX	X42, X46, X52, X60
EN 10216-1	P235T1, P235T2, P275T1
EN 10217-1	P275T2, P355N
Aciers pour chaudières et appareils à pression	
EN 10028-2	P235GH, P265GH, P295GH, P355GH
Aciers à grains fins	
EN 10025 part 3	S275, S355, S420
EN 10025 part 4	S275, S355, S420

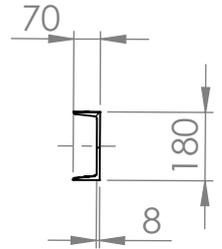
REMARQUES ET CONSEILS D'UTILISATION

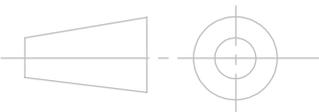
Avant utilisation, les électrodes doivent être étuvées à 350°C (+/- 25°C) pendant une durée comprise entre 2 et 4 heures.

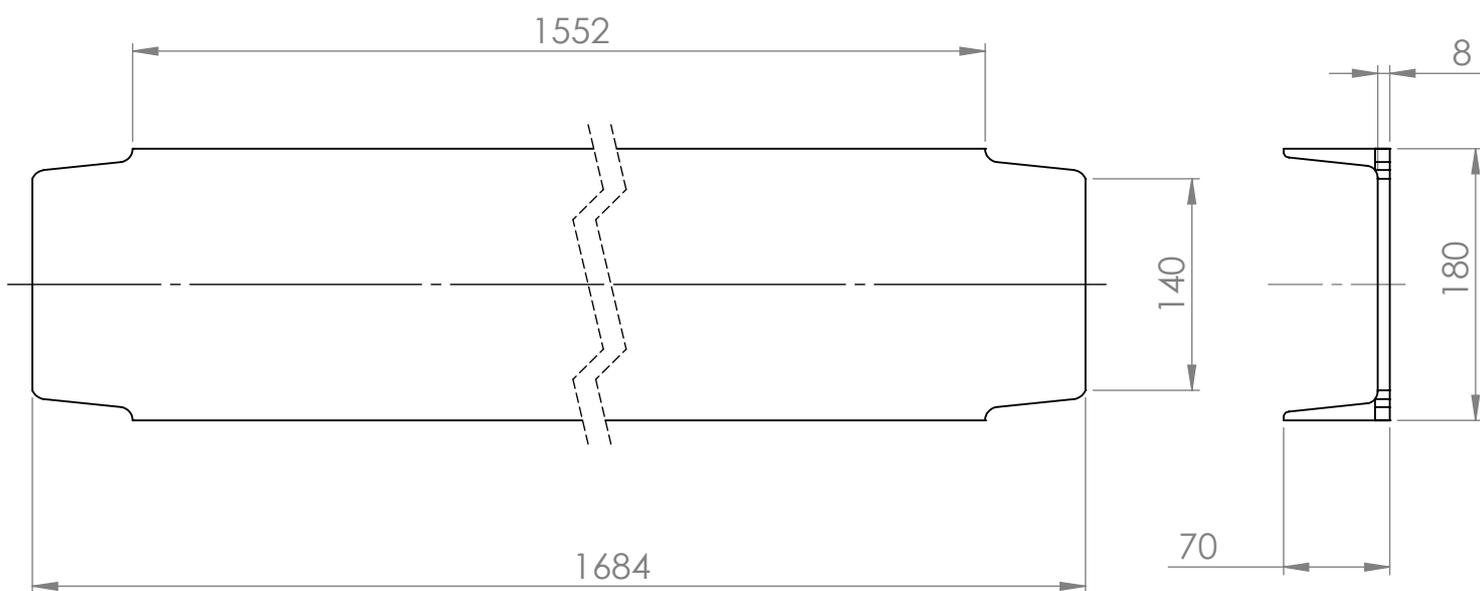
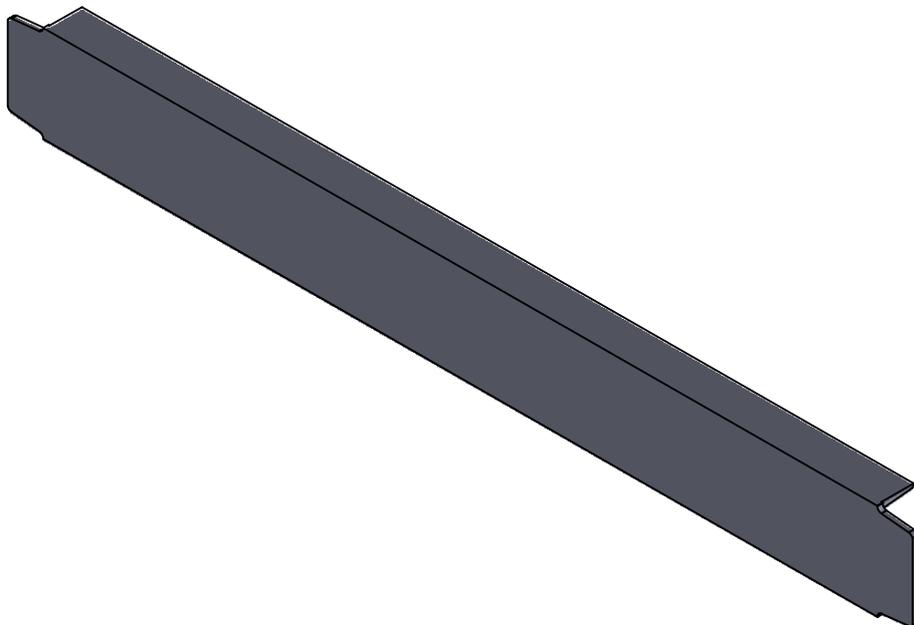
Mise en plan des pièces de la remorque porte touret

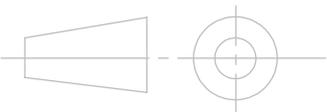


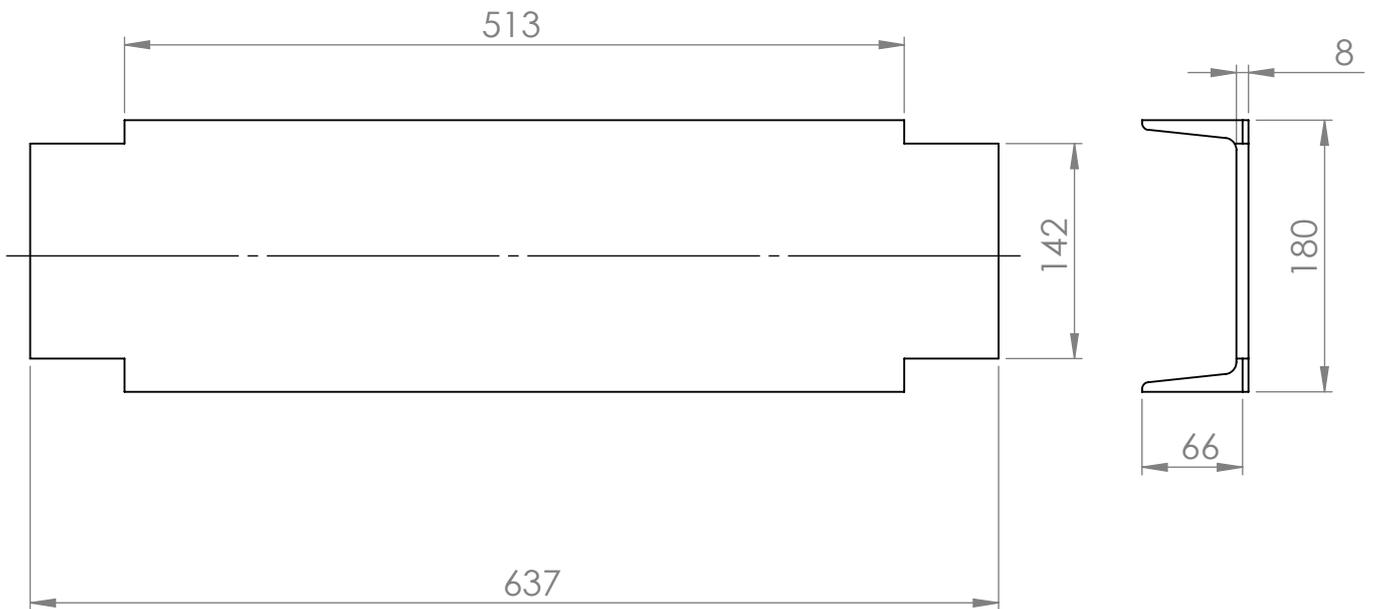
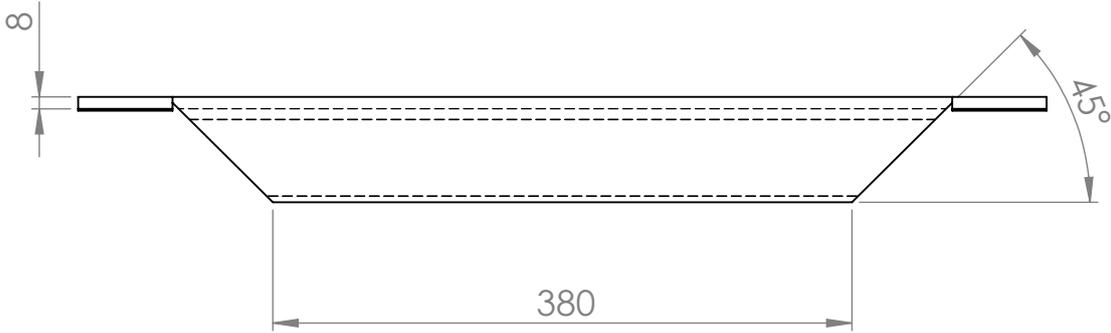
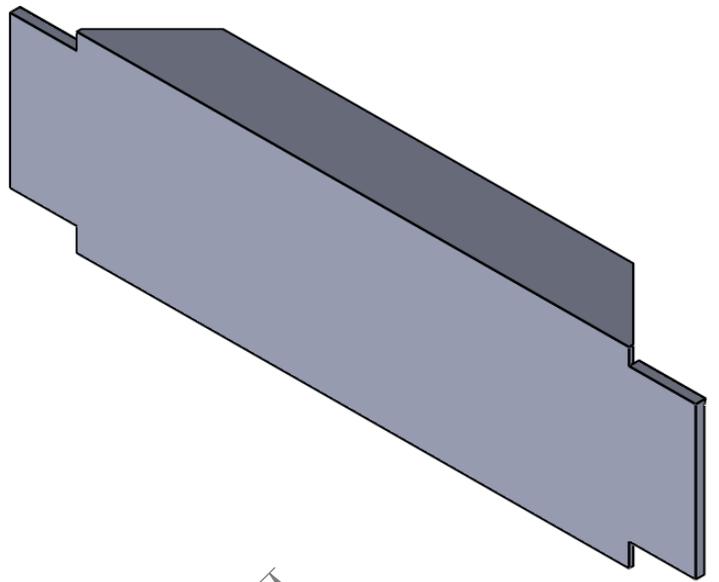
COUPE D-D
ECHELLE 1 : 20



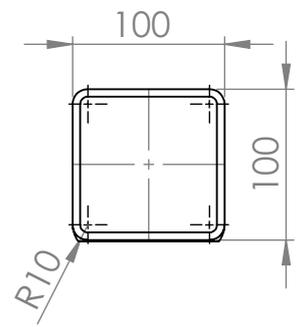
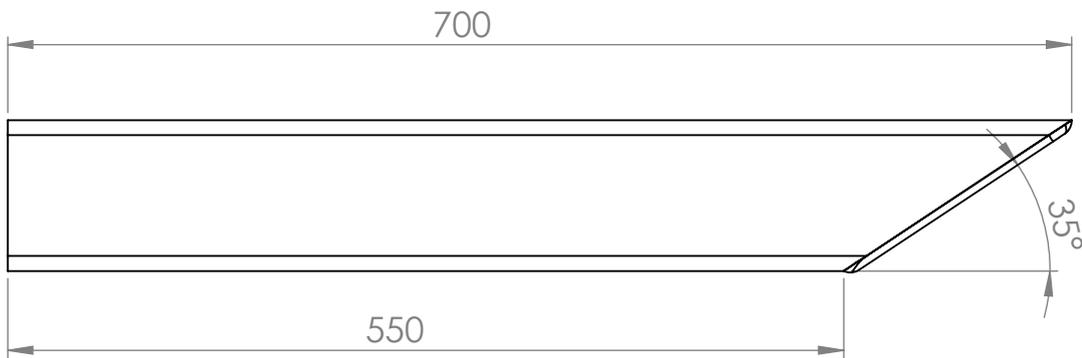
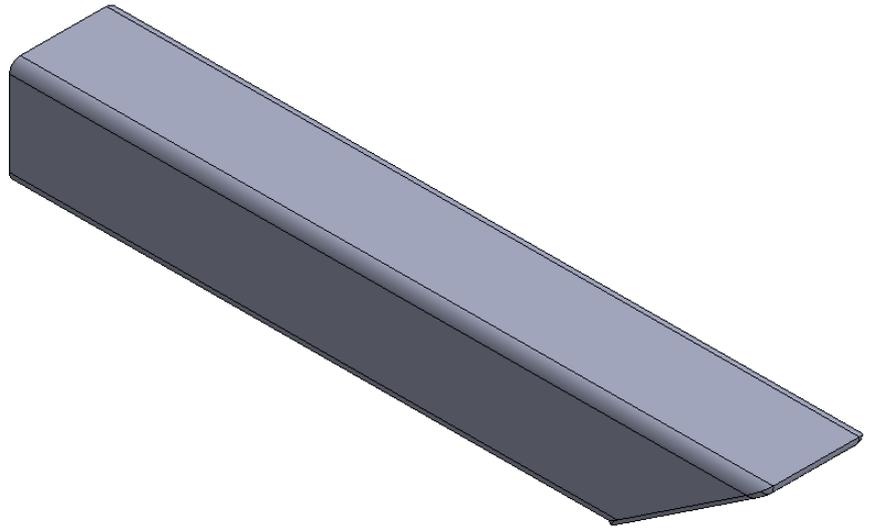
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/20	pièce de chassis en U 180	acier S 235
		N° - DTR-1
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	Profilé en U180	acier S 235
		N° - DTR-2
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	Profilé en U180	acier S 235
		N° - DTR-4
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique



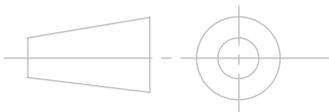
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

01 juin 2018

Echelle: 1/5

tube carré port système d'attelage

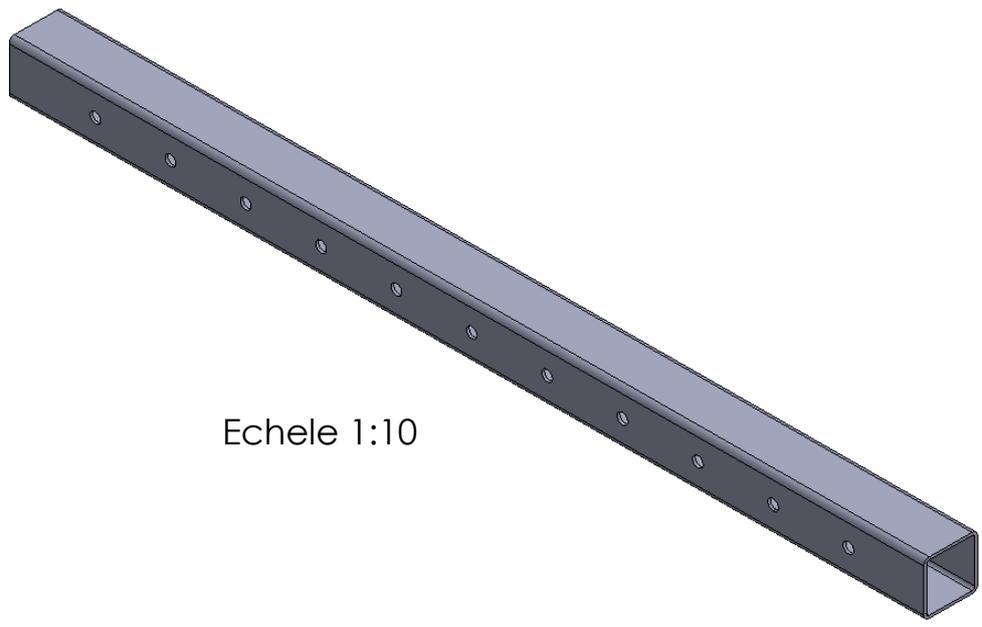
acier S 235



N° - DTR-5

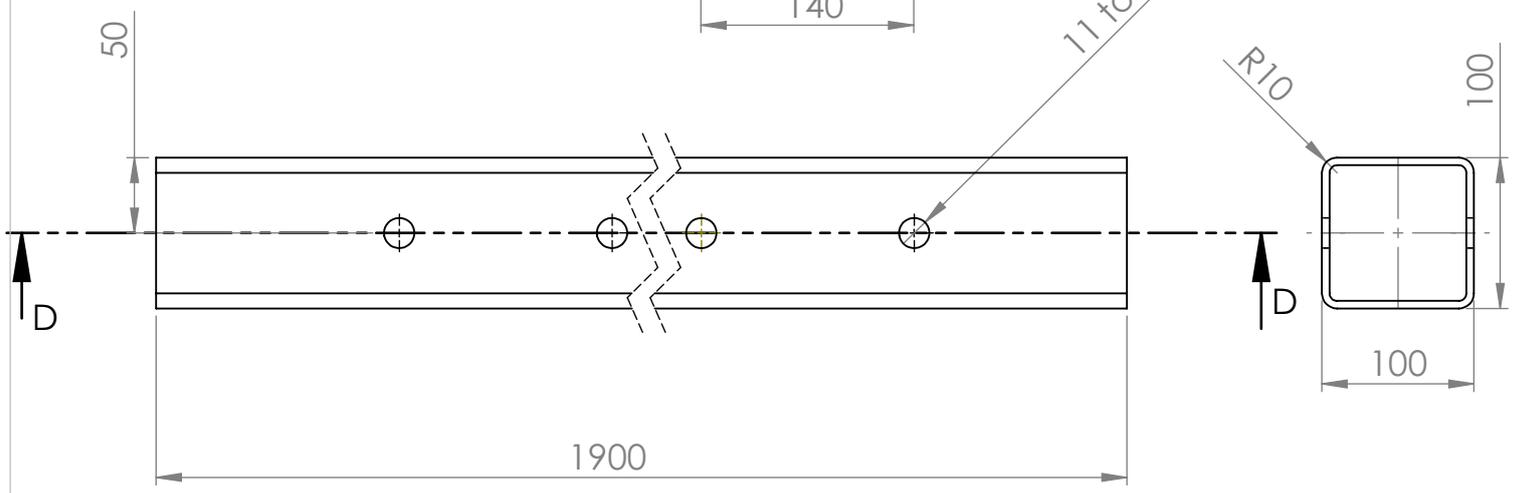
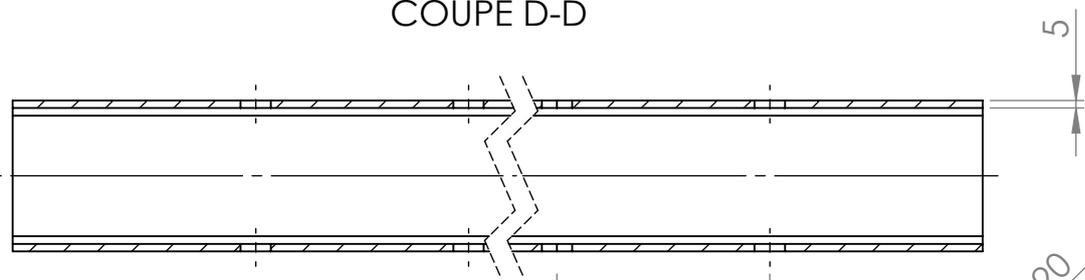
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir

construction mécanique

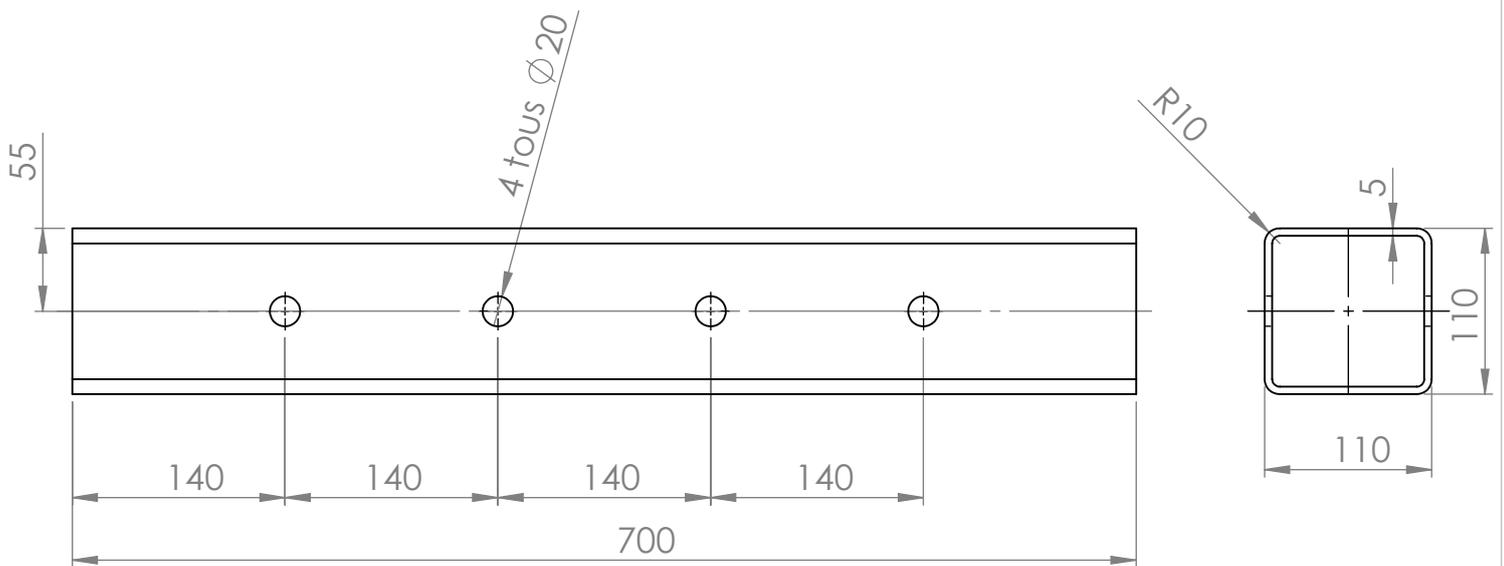
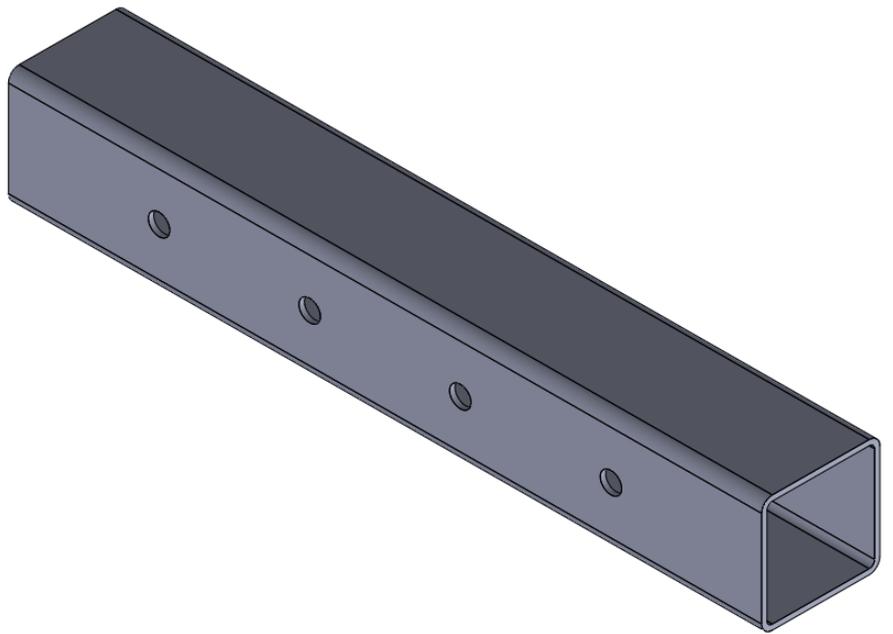


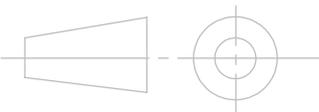
Echelle 1:10

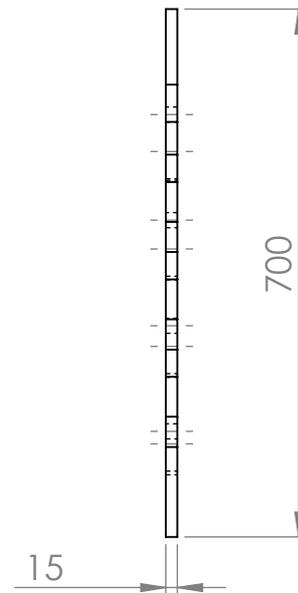
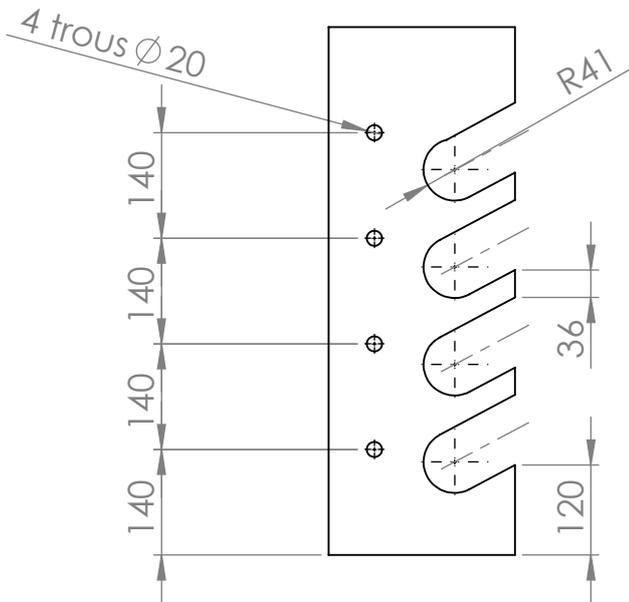
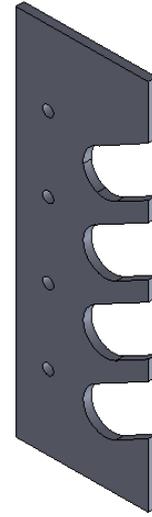
COUPE D-D



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/10	profilé support système de levage	acier S 235
		N°-DTR-6
RAHMOUNI Mahmoud - SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	profilé support système d'ancrage	acier S 235
		N°-DTR-7
RAHMOUNI Mahmoud - SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

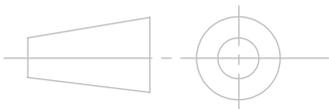
01 juin 2018

Echelle: 1/10

Système d'ancrage

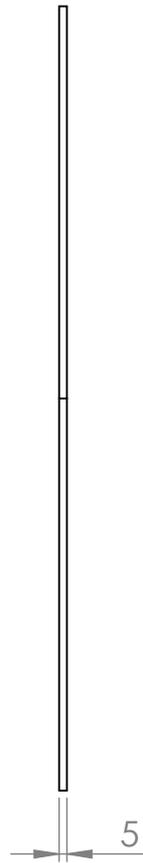
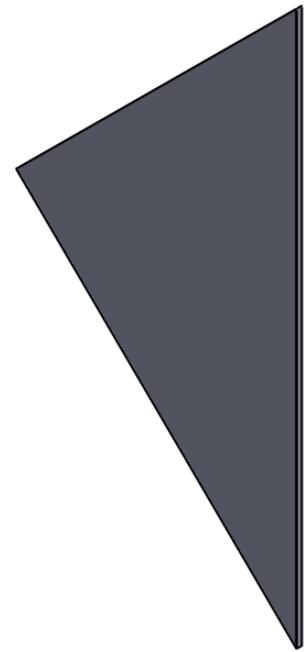
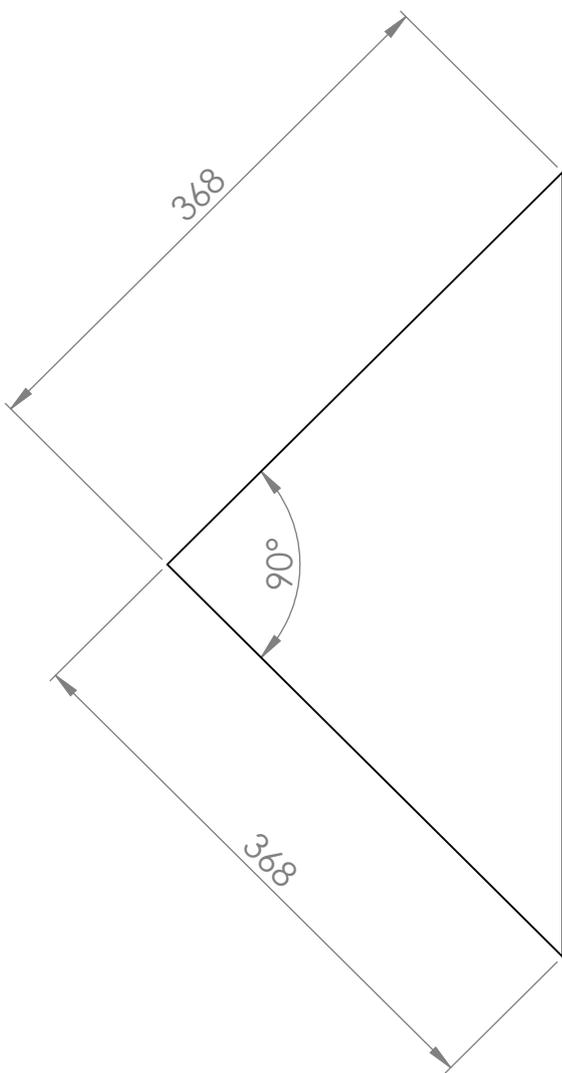
acier S 355

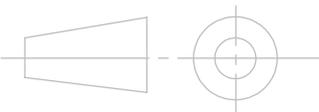
N-DTR-09

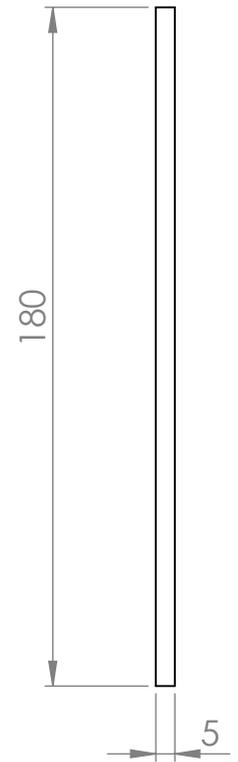
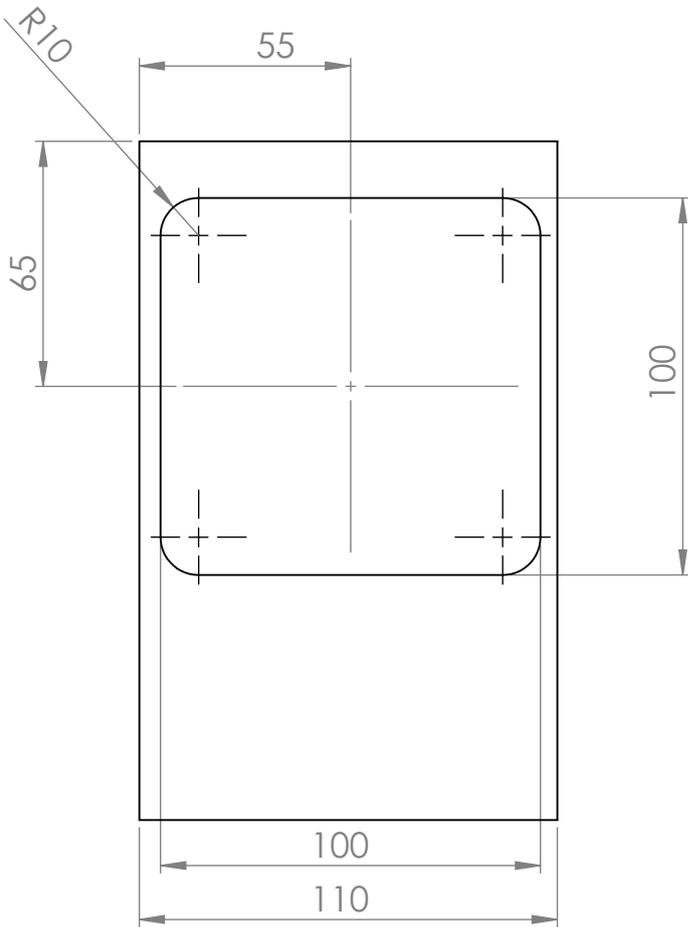
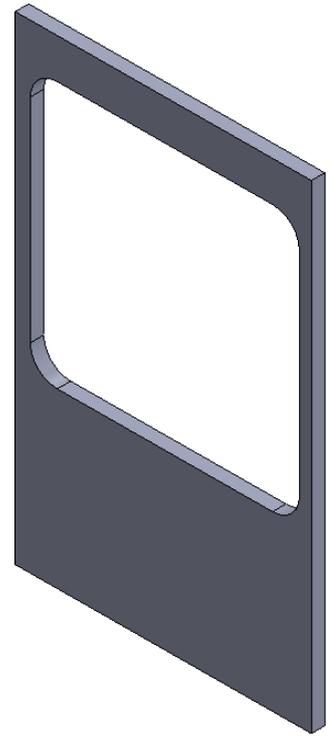


RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir

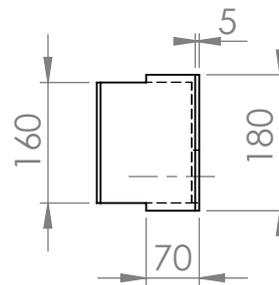
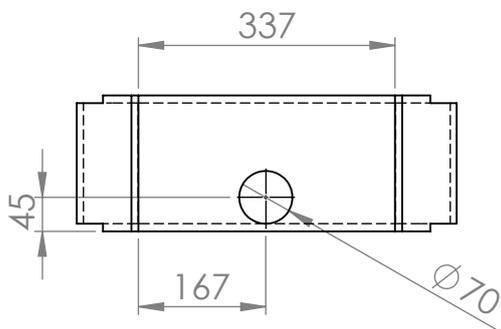
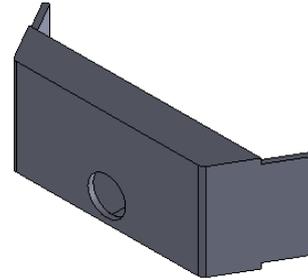
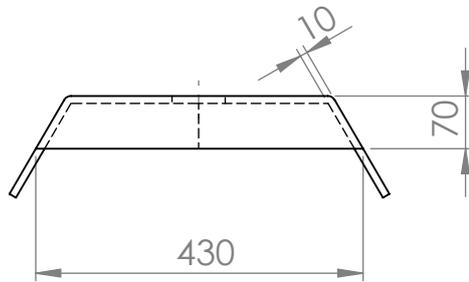
construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	Plaque de liaison	acier S 235
		N° - DTR-10
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/2	Couvert	acier S 235
		N° - DTR-11
	RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir	construction mécanique



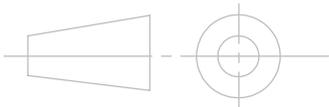
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

01 juin 2018

Echelle: 1/5

Système de blocage de l'axe de roue

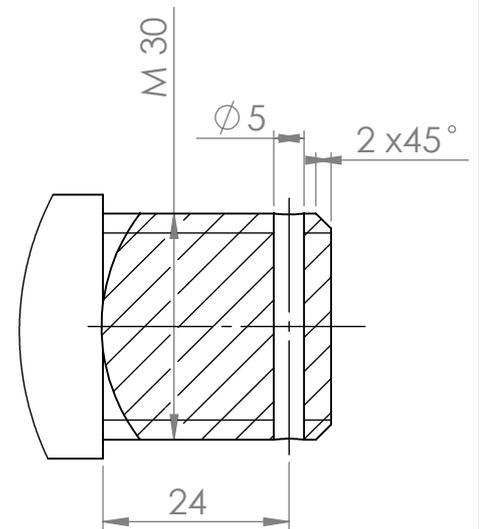
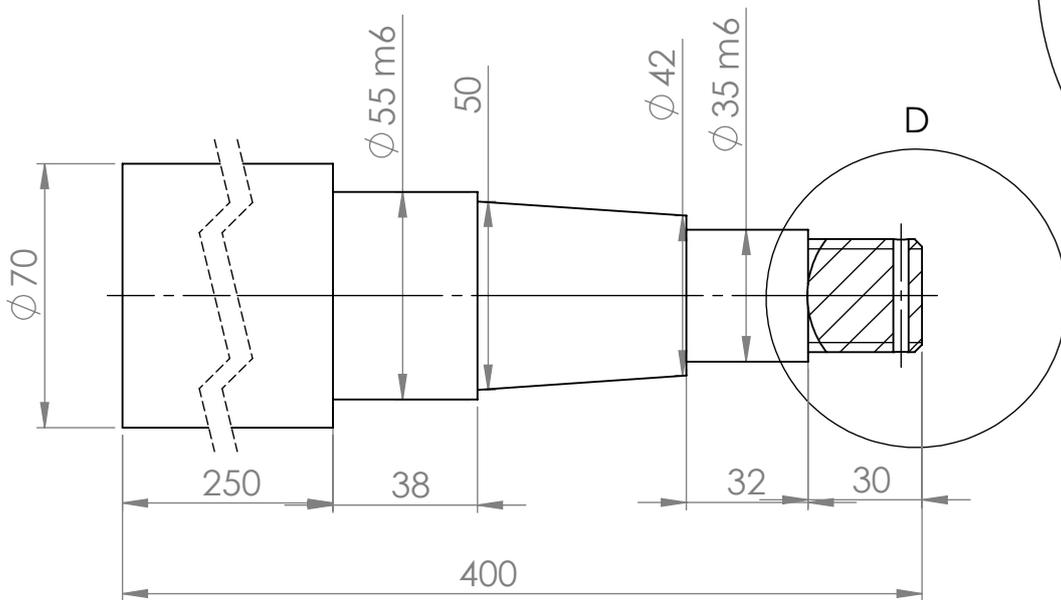
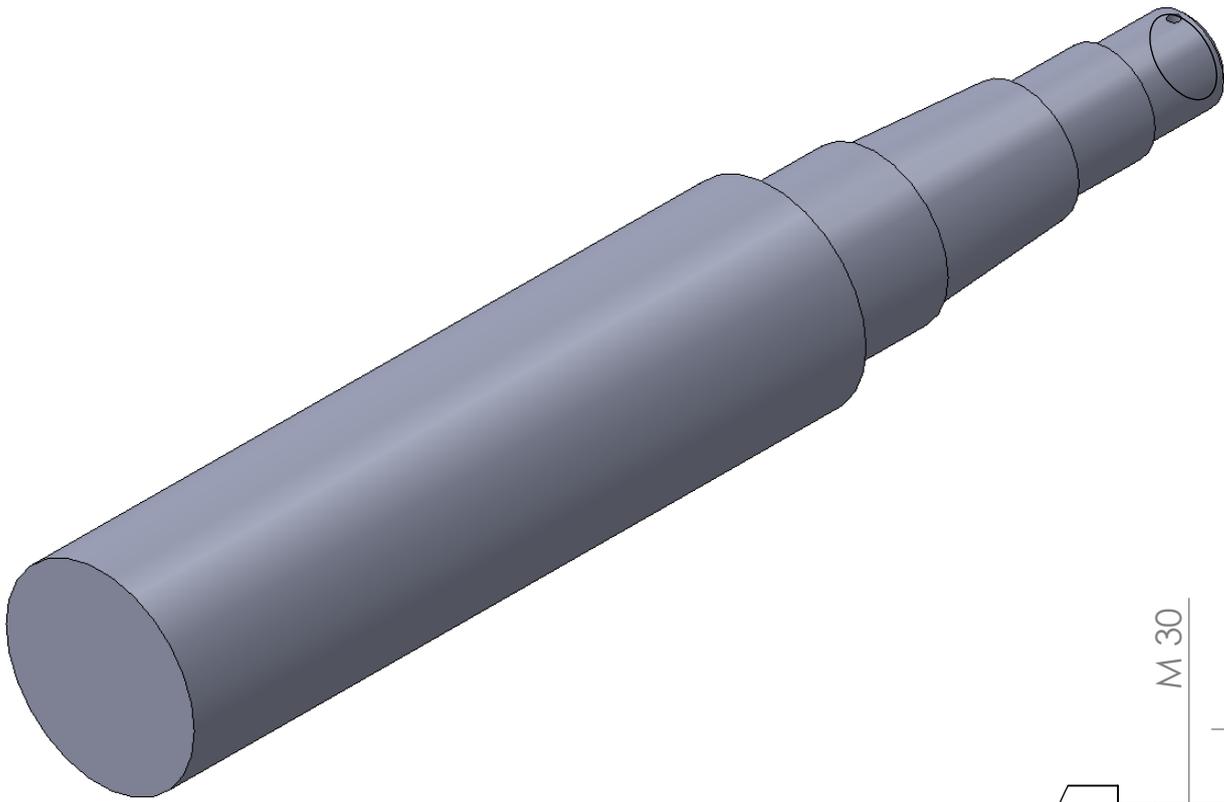
acier S 235



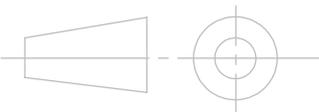
N- DTR-12

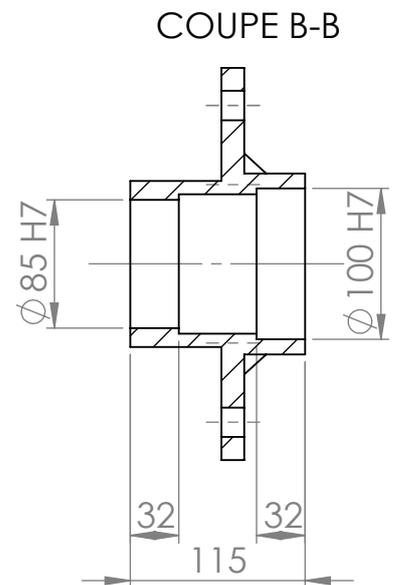
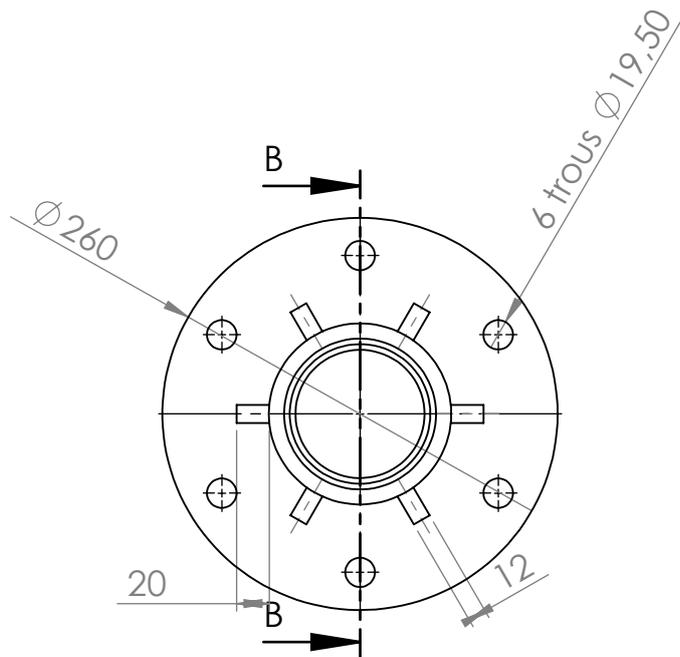
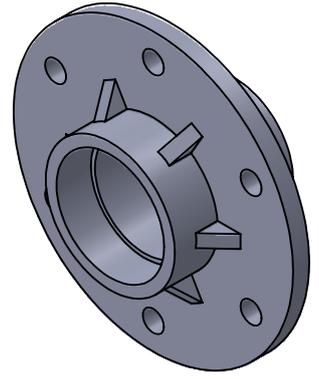
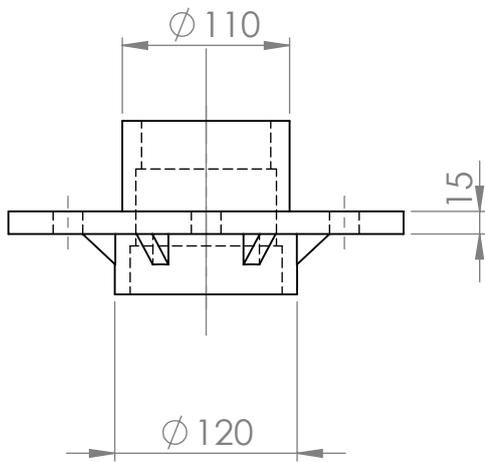
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir

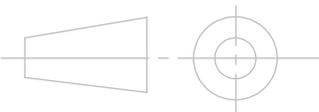
construction mécanique

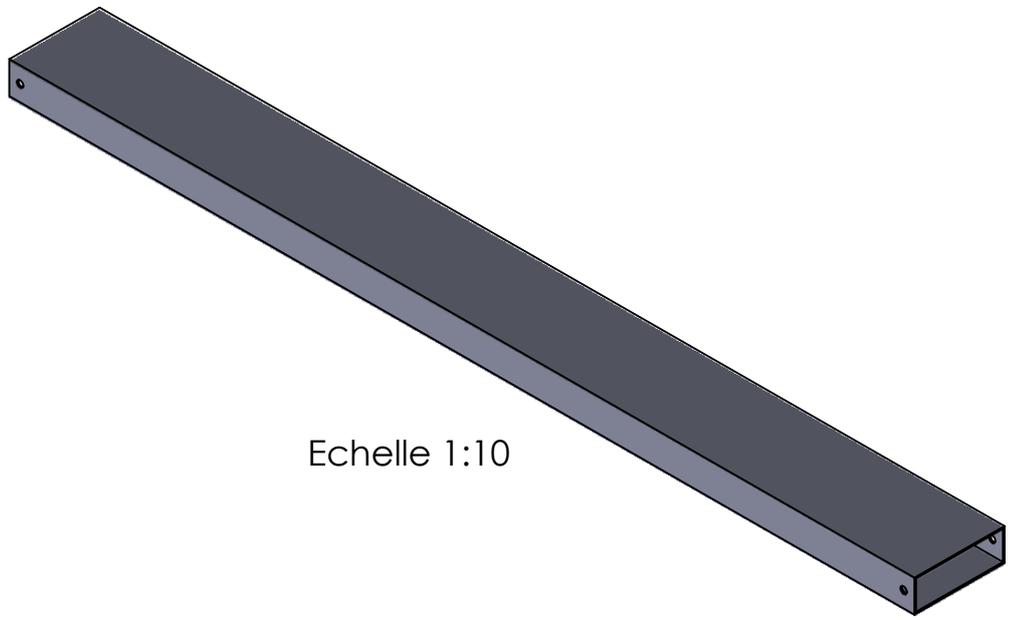


DÉTAIL D
ECHELLE 1 : 1

UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/2	axe de roue	acier S 235
		N°-DTR-13
RAHMOUNI Mahmoud - SELLAH Mounir		construction mécanique

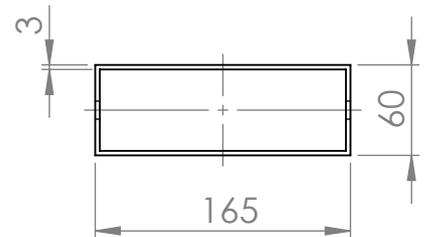
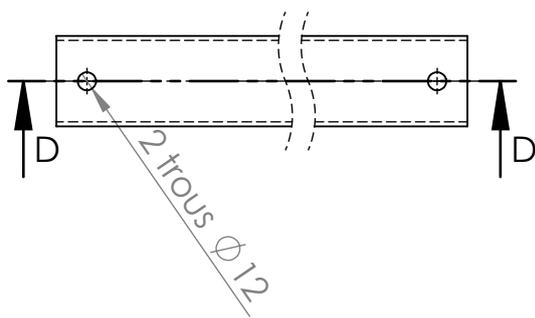
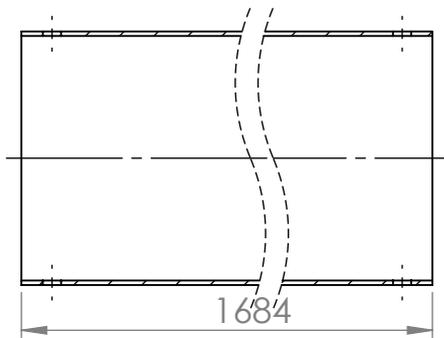


UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	Le moyeu	EN-GJS-700-2
		N°-DTR-16
RAHMOUNI Mahmoud - SELLAH Mounir		construction mécanique



Echelle 1:10

COUPE D-D



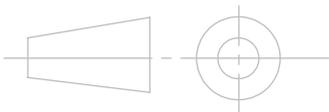
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

01 juin 2018

Echelle: 1/5

parchoc

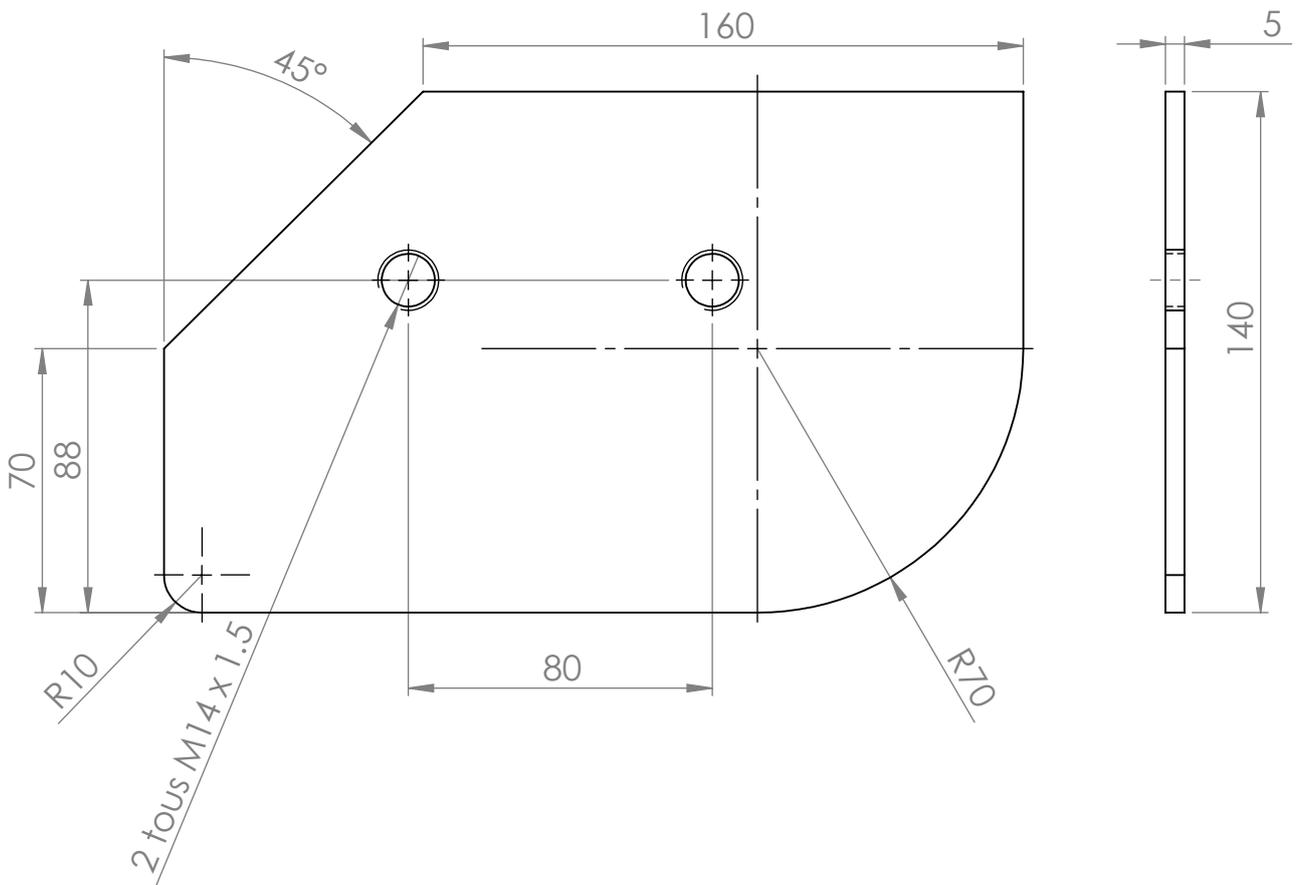
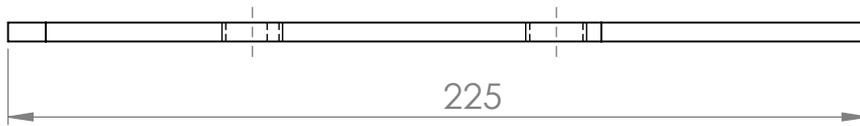
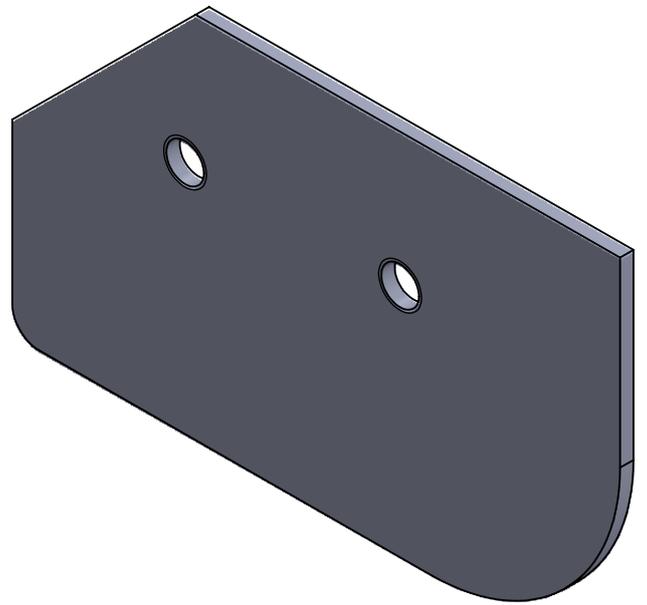
acier S 235

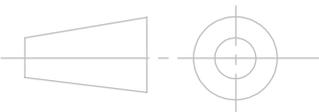


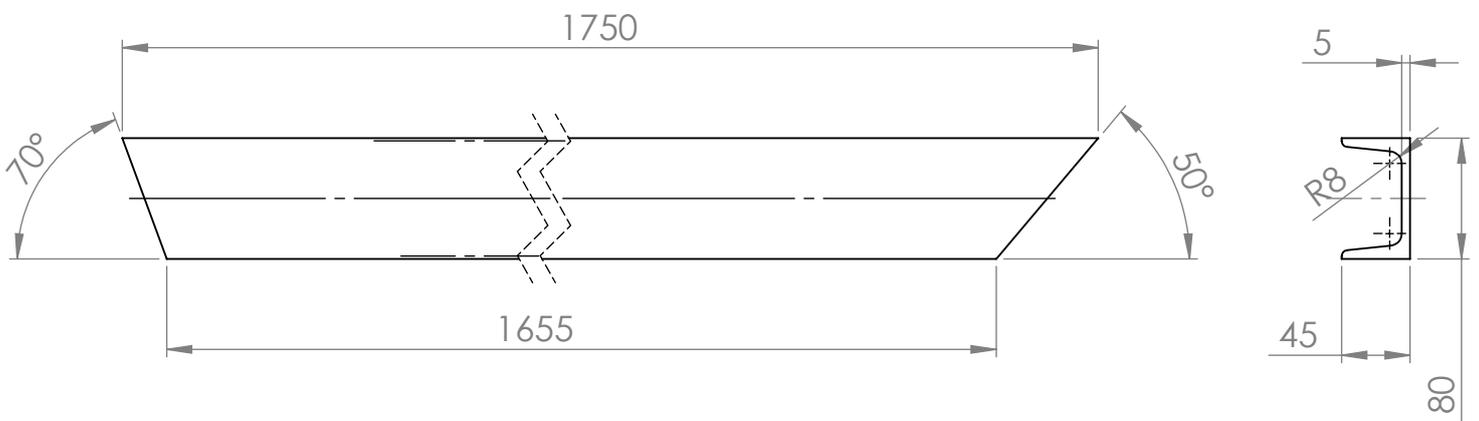
N° - DTR-17

RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir

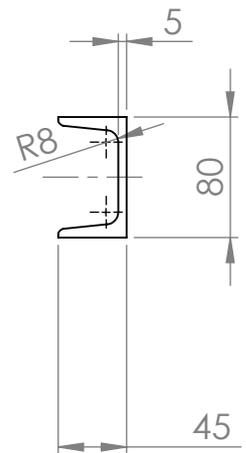
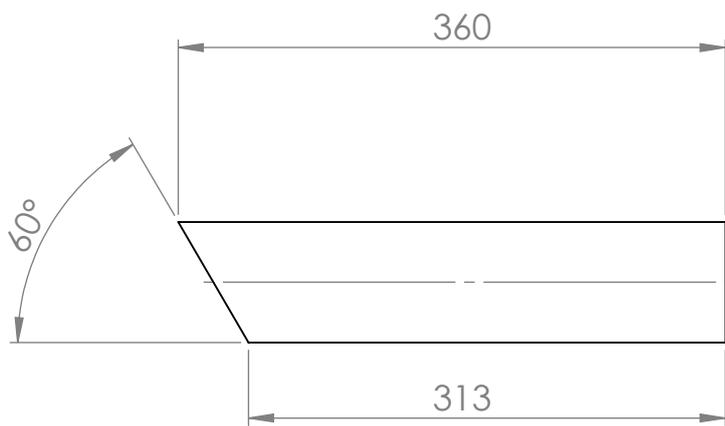
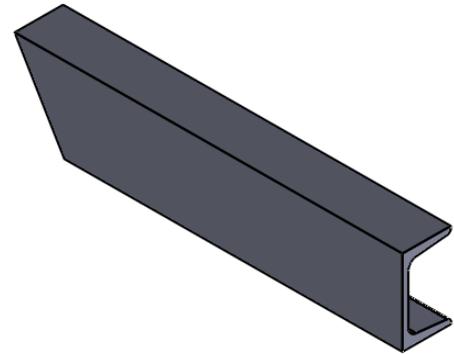
construction mécanique



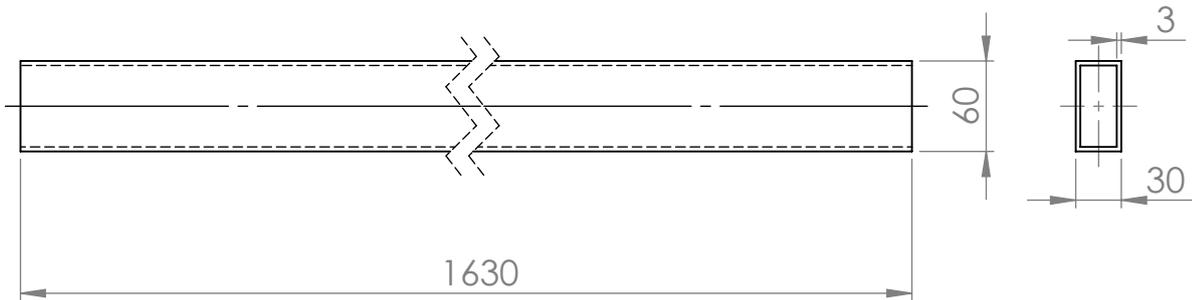
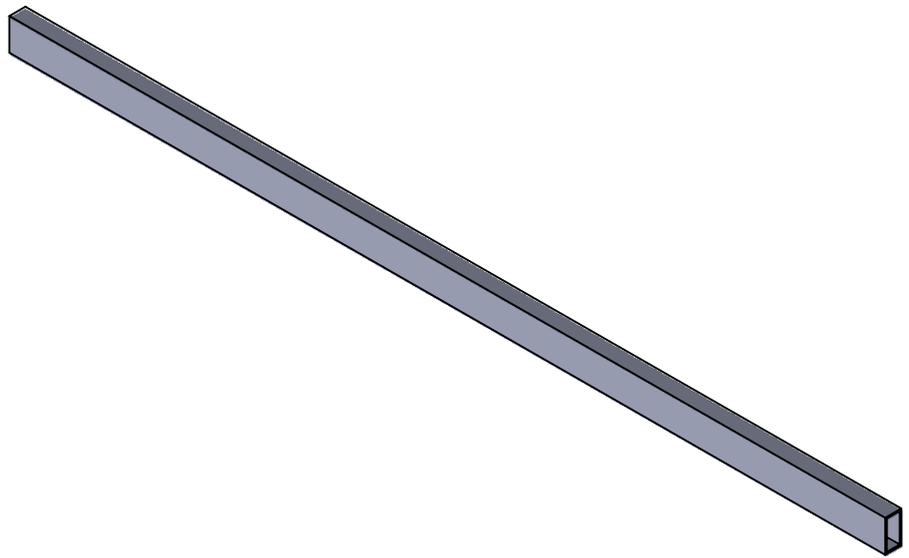
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/2	Plaque de jonction	acier S 235
		N° - DTR-21
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique

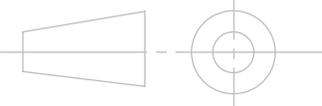


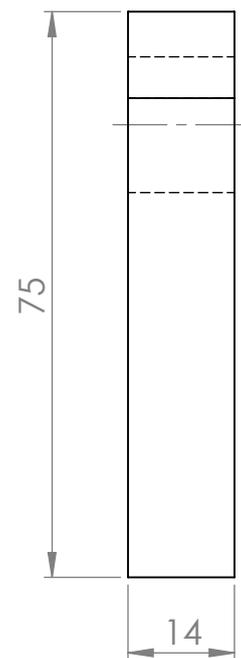
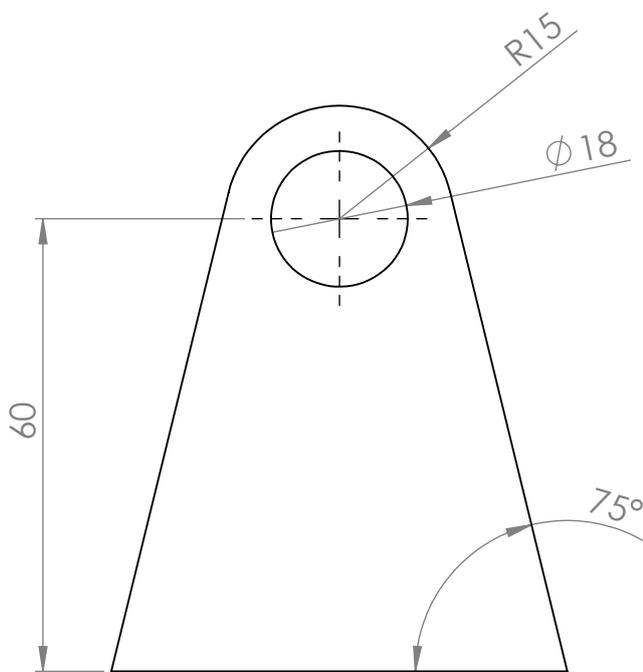
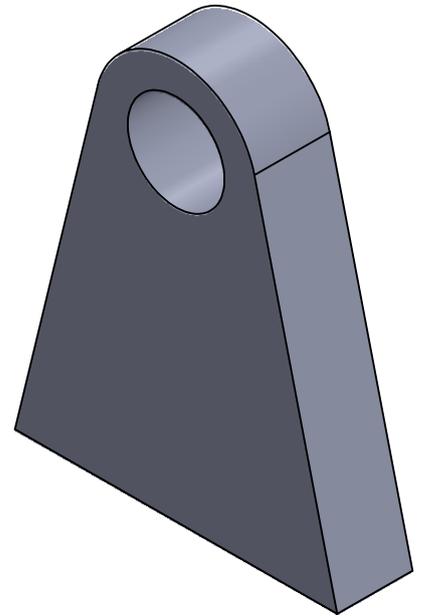
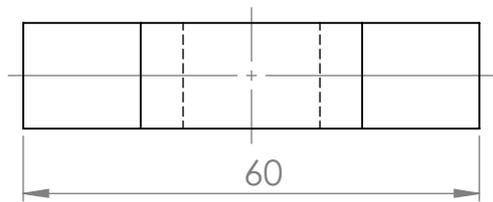
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	pièce de renfort en U80	acier S 235
		N° - DTR-26
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique

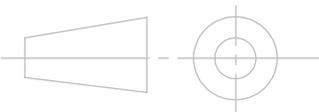


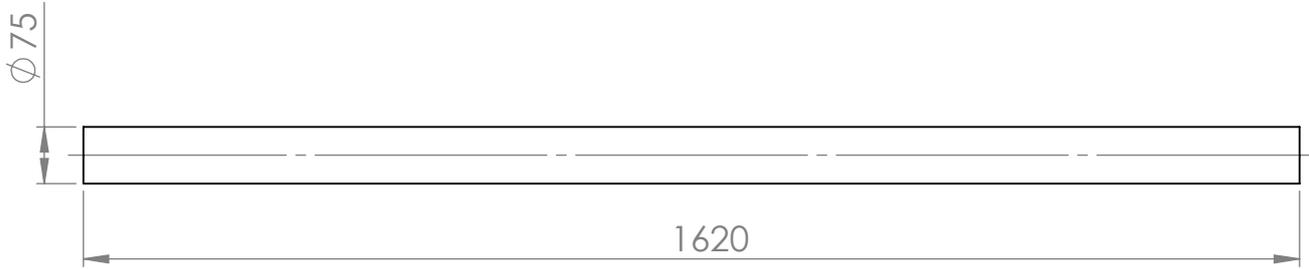
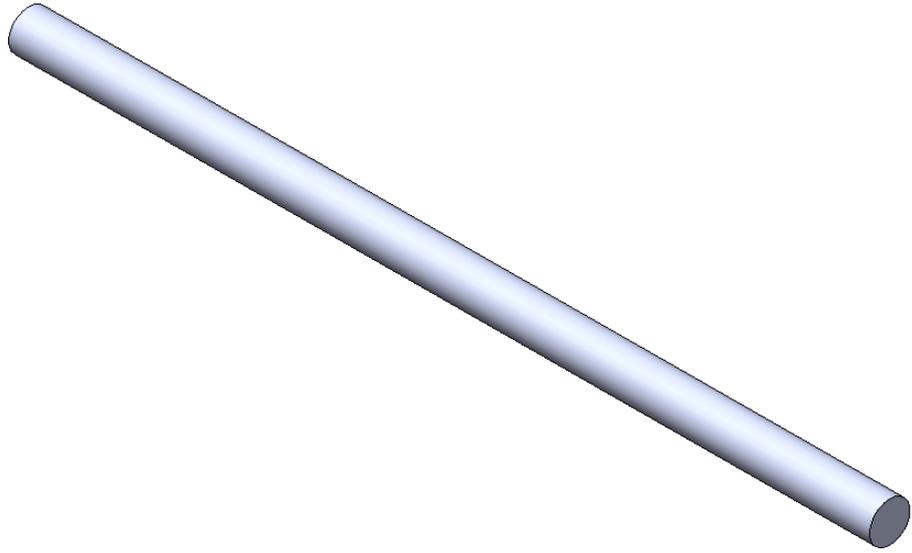
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	Renfort horizontal en U80	acier S 235
		N° - DTR-27
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique

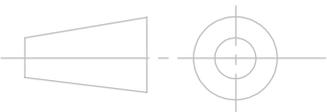


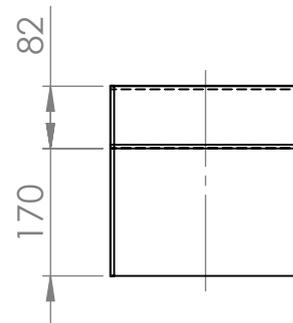
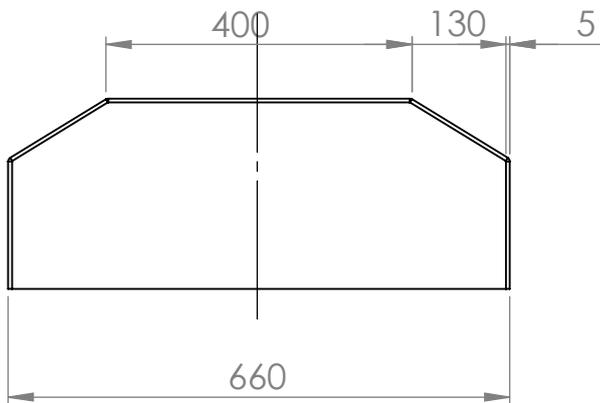
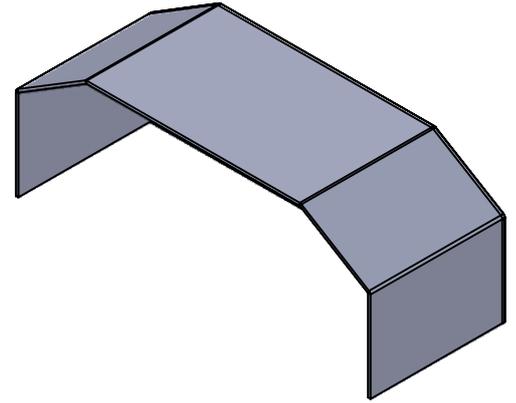
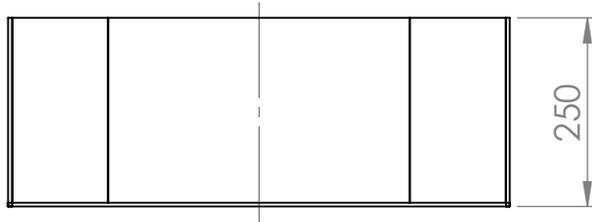
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	Tube rectangulaire de lason 60x30x3	acier S 235
		N° - DTR-28
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique

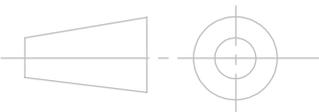


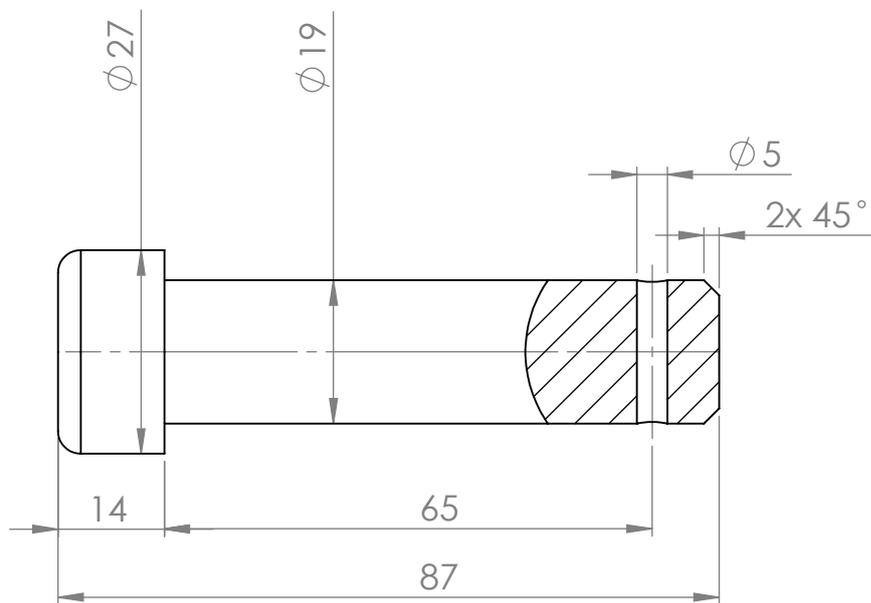
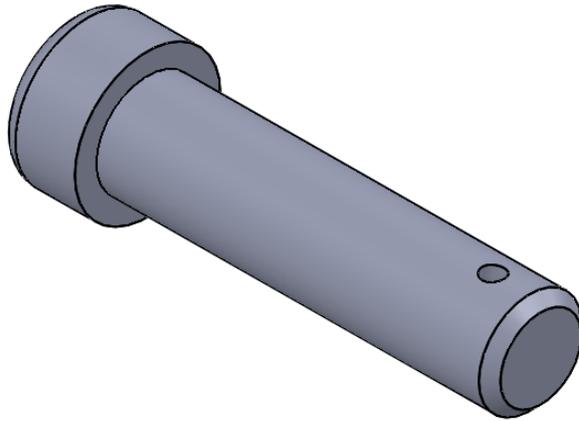
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/1	Support axe de fixation de la tige du verin	acier S235
		N°-DTR-29
RAHMOUNI Mahmoud - SELLAH Mounir		construction mécanique

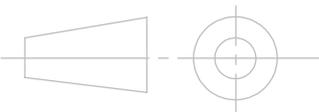


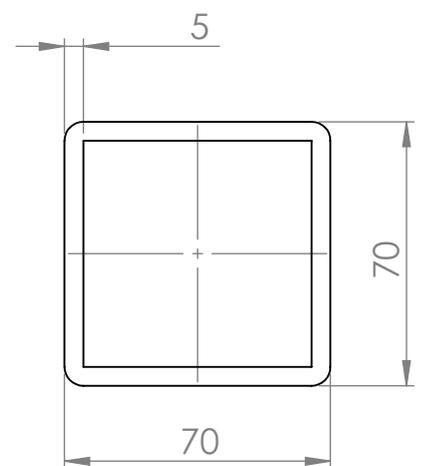
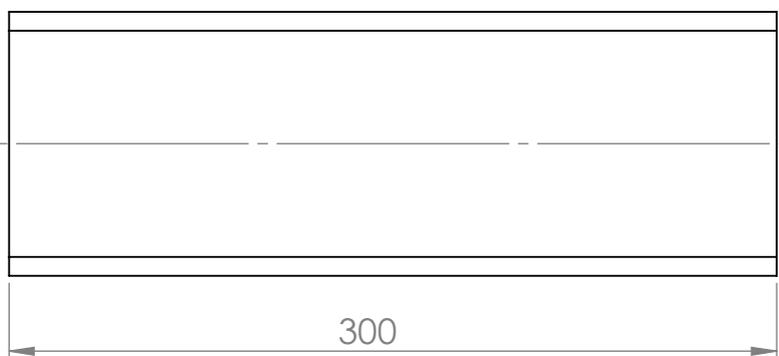
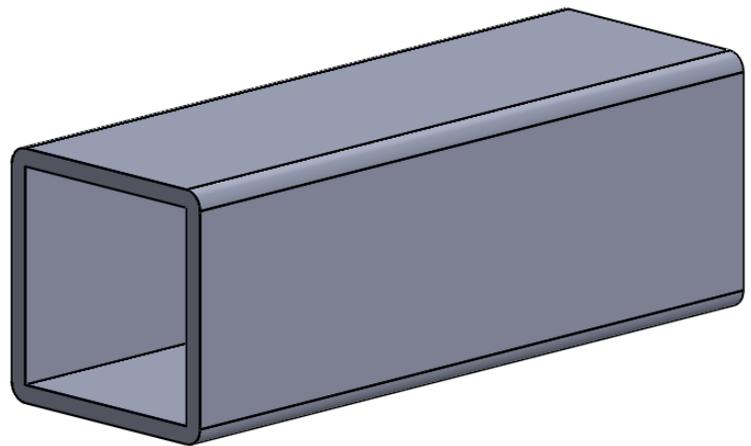
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/10	Axe port touret	acier S 355
		N°-DTR-42
RAHMOUNI Mahmoud - SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/10	Garde boue	acier S 235
		N° - DTR-43
	RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir	construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/1	axe de goupille	acier S235
		N°-DTR-44
RAHMOUNI Mahmoud - SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

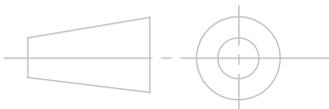
01 juin 2018

Echelle: 1/2

béquille du roue jockey

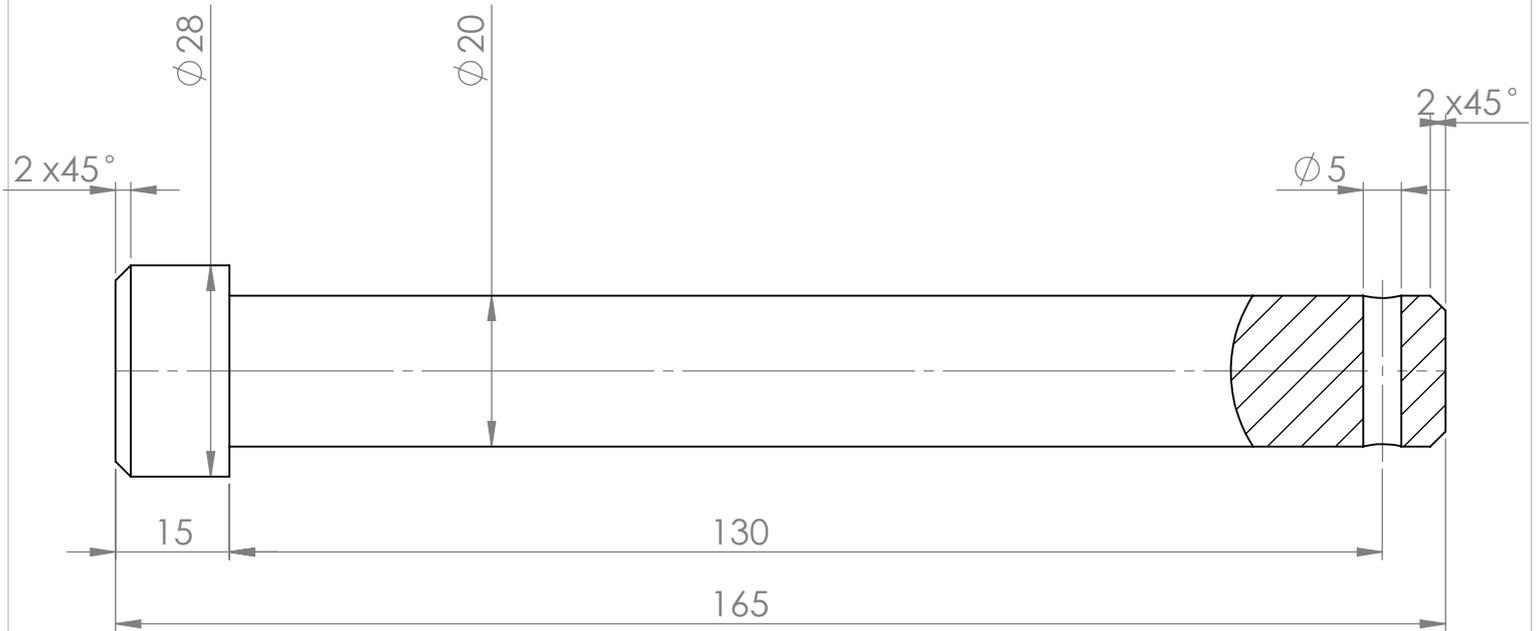
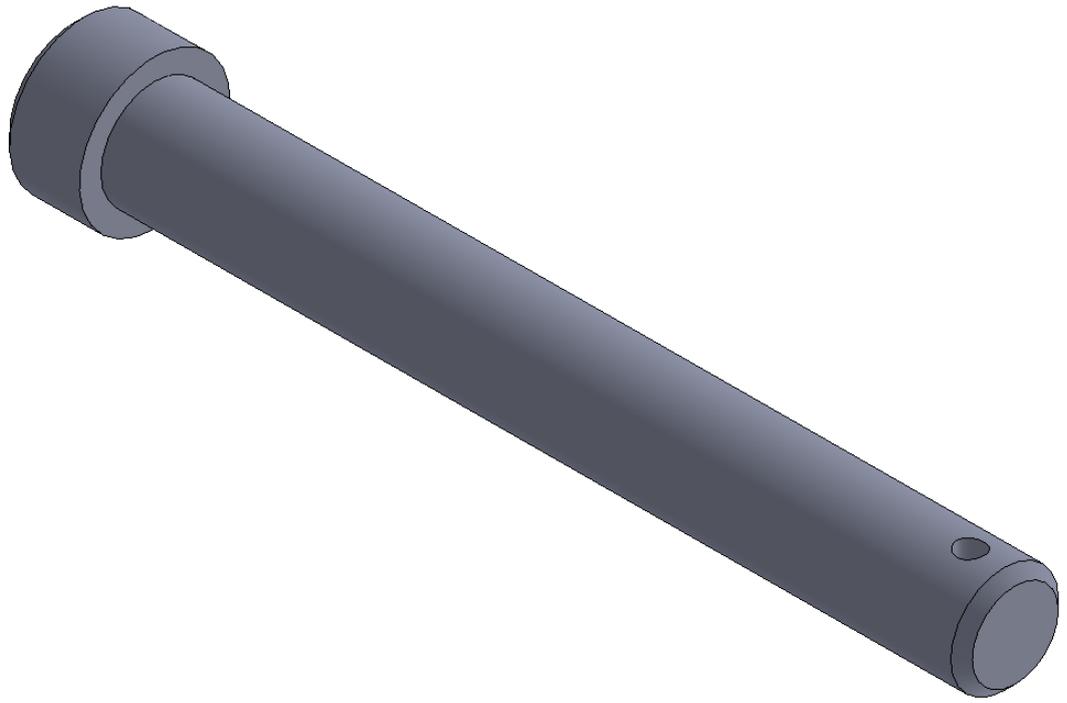
acier S 235

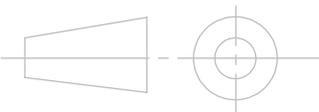
N° - DTR-45

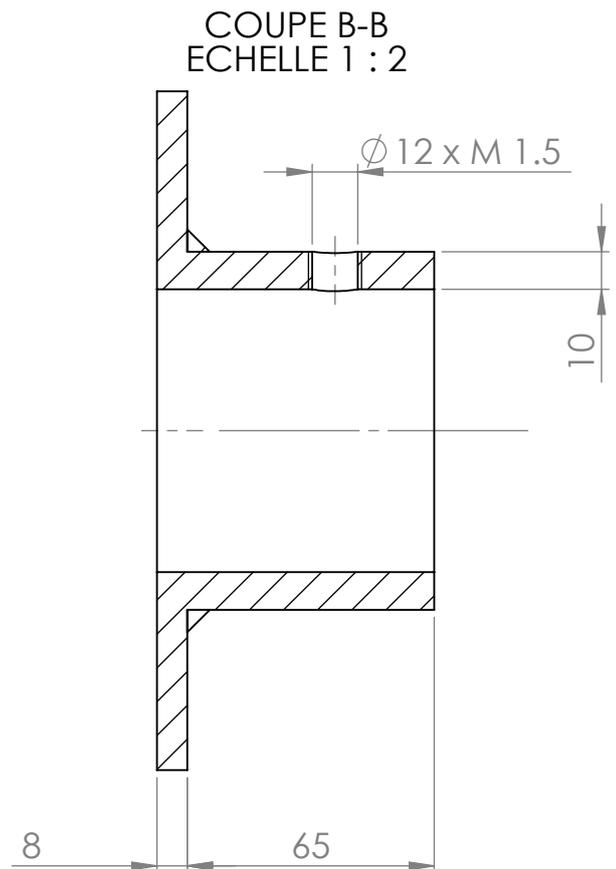
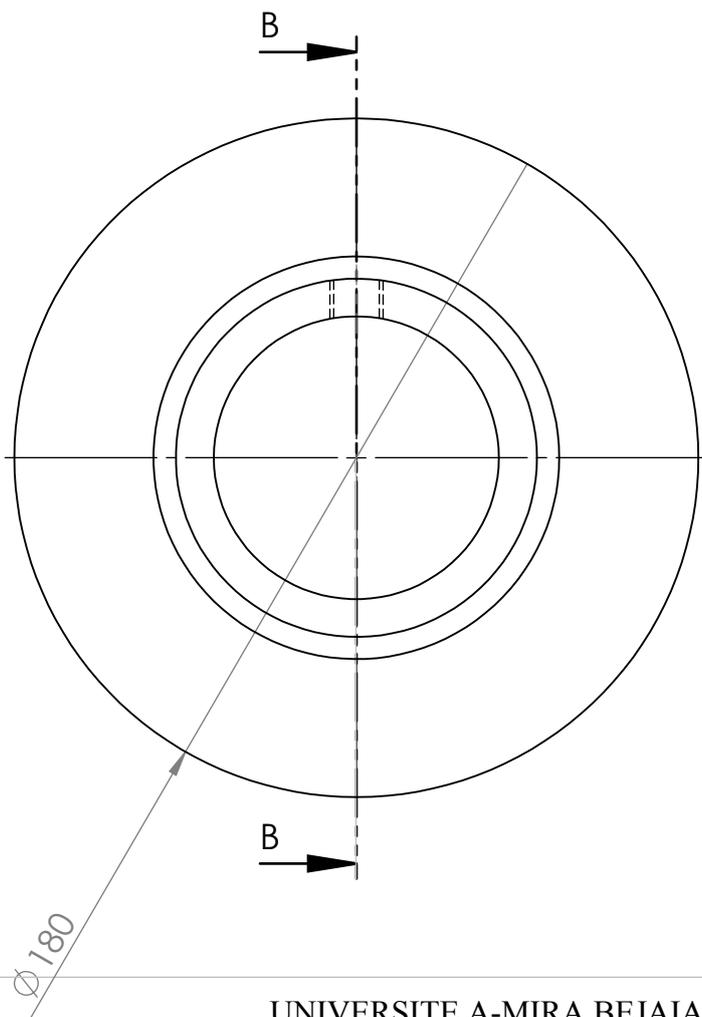
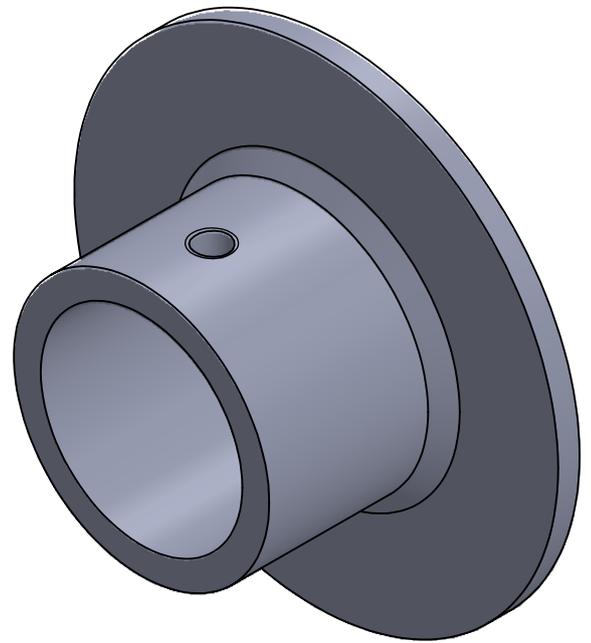
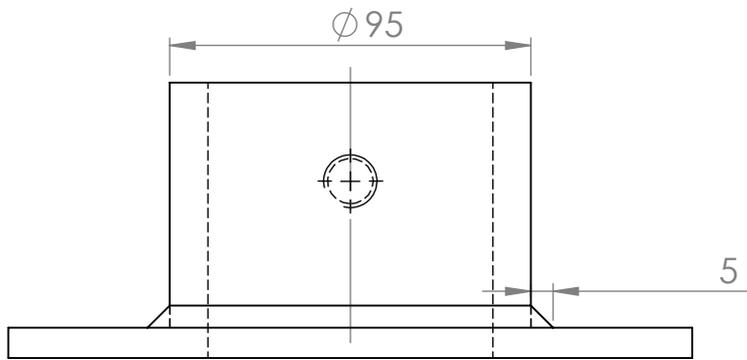


RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir

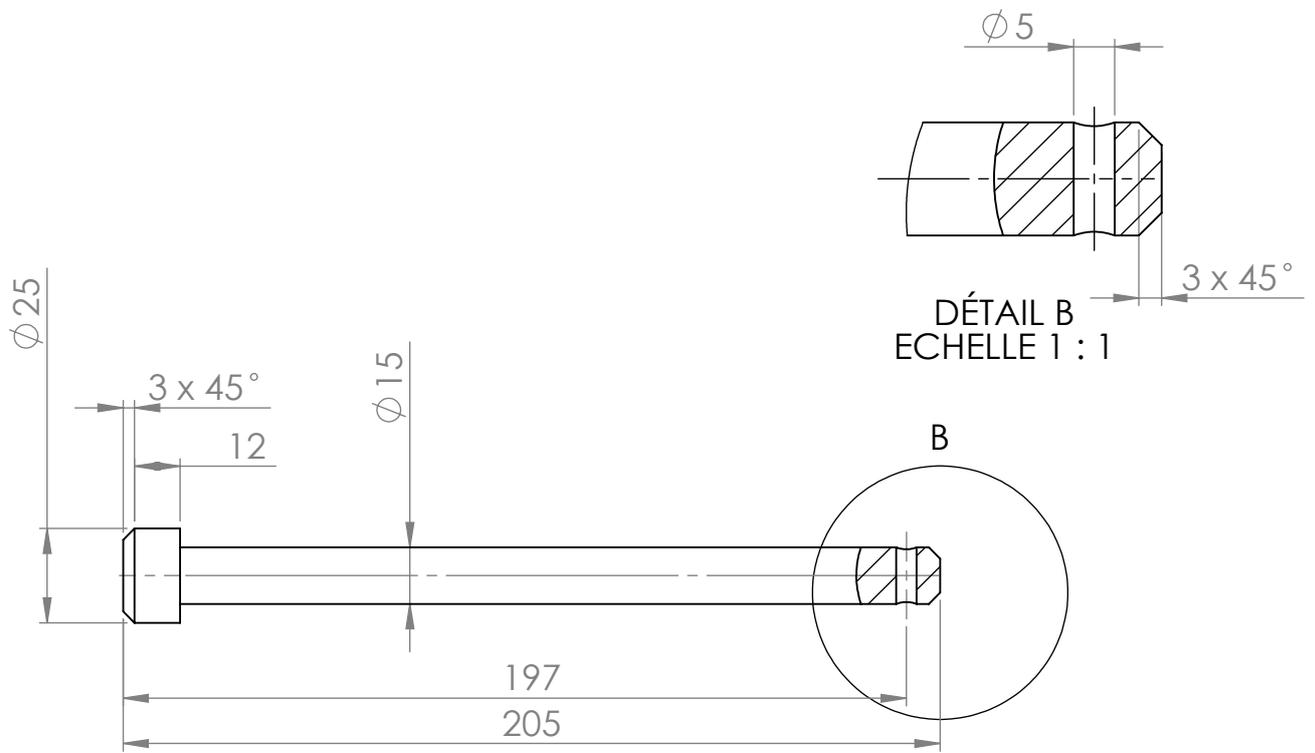
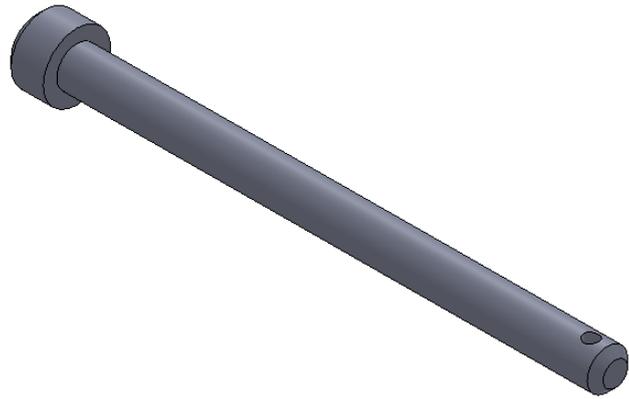
construction mécanique

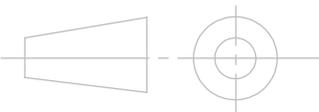


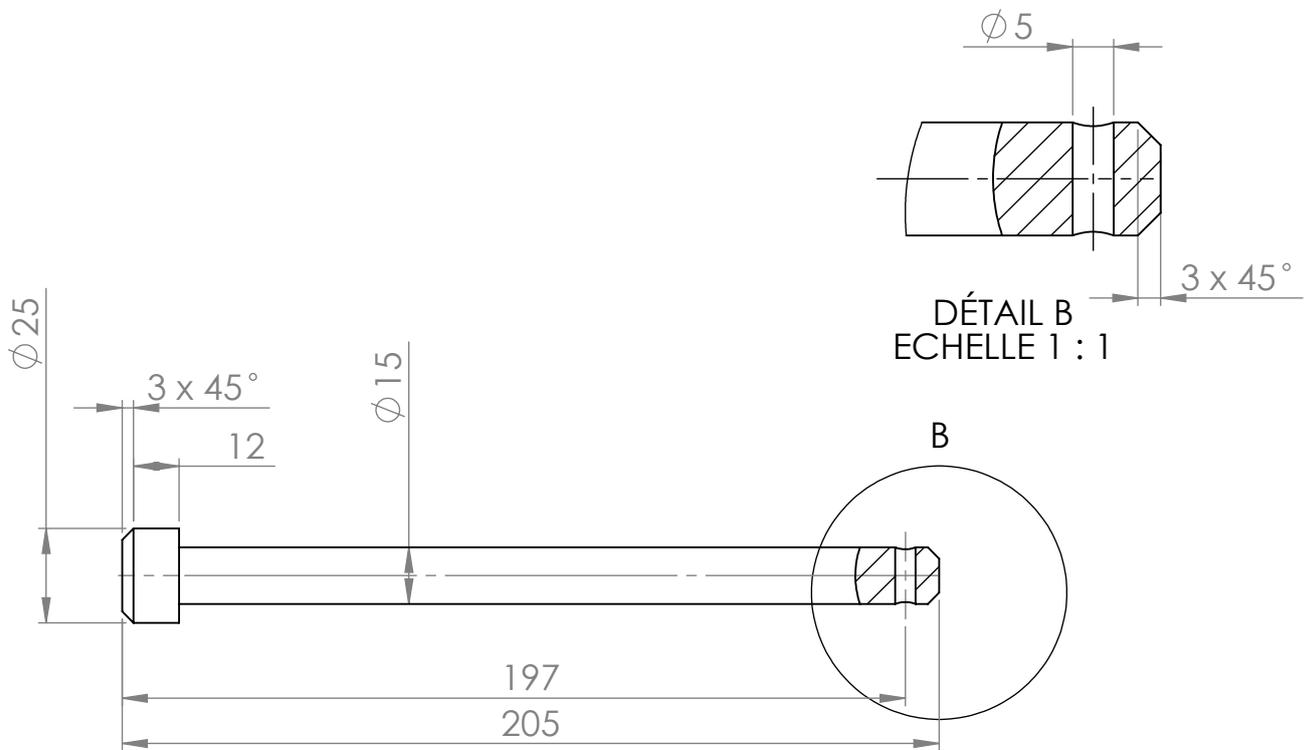
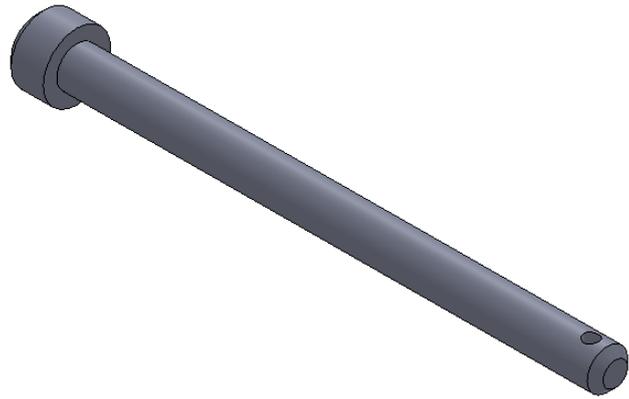
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/1	Tige de blocage du système de levage	acier S 235
		N° - DTR-49
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique

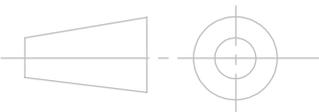


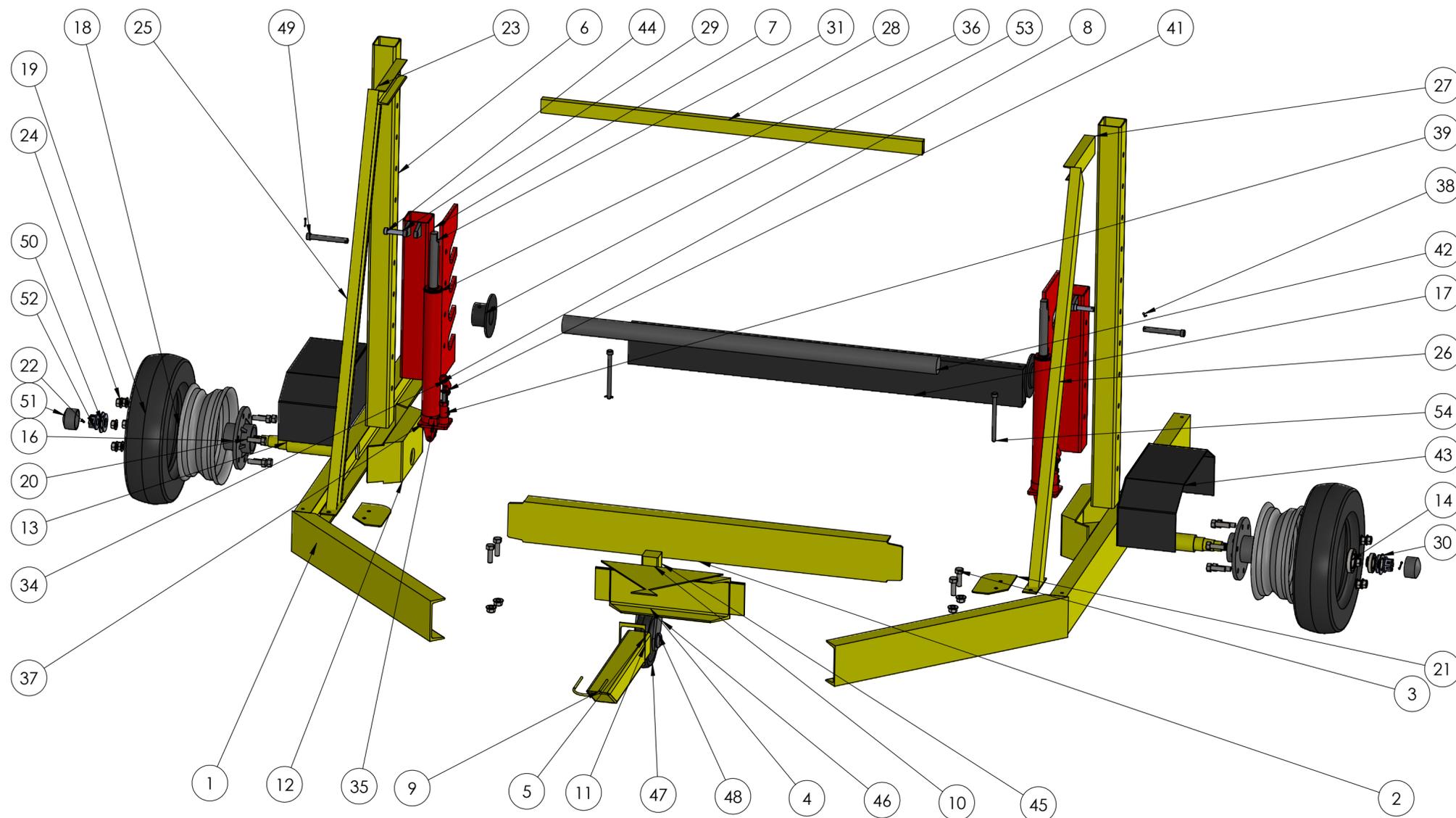
UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/2	Bague d'arrêt latérale	acier S 355
		N°-DTR-53
RAHMOUNI Mahmoud Et SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	axe de fixation de parchoc	acier S 235
		N- DTR-54
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/5	axe de fixation de parchoc	acier S 235
		N- DTR-54
RAHMOUNI Mahmoud-SELLAH Mounir		construction mécanique



50	rondelle 37x66x5	-	2
49	tige de blocage du système de levage	S235	2
48	axe de roue jokey	-	1
47	roue jockey	-	1
46	supporte roue jockey	-	1
45	béquiel de roue jockey	S235	1
44	axe de fixation du tige du verin	S235	2
43	garde boue	S235	2
42	axe port touret	S355	1
41	Axe d'articulation du cric	S235	6
40	bielle du cric	-	2
39	petit piston de cric	-	2
38	goupille cylindrique fondue 4x28	-	4
37	Base de cric	-	2
36	couvert de cylindre	-	2
35	cylindre extérieur du cric	-	2
34	système d'articulation de cric	-	2
33	piston de cric	-	2
32	cylindre interieur du cric	-	2
31	tige de cric	-	2
30	rondelle 56*66*5	-	2
29	support axe de fixation de la tige du verin	S235	4
28	tube réctangulaire de liaison 60*30*3	S235	1
27	profilé horizontal en U 80	S235	1
26	profilé mécano soudé U 80	S235	1
25	profilé mécano soudé U 80	S235	1
24	écrou HM 16x1.5	-	16
23	profilé en U80	S235	1
22	Goupille cylindrique fondue 4x40	-	2
21	plaque de jonction	S235	2
20	goujon M16X1.5	S235	12
19	pneu 7.50 R16 112 S	-	2
18	jante 5.50x16	-	2
17	parchocs	S235	1
16	moyeu	-	2
15	roulement à rouleaux coniques 30307 J2/Q(SKF)	-	2
14	roulement à rouleaux conique 30211 J2/Q (SKF)	-	2
13	axe de la roue	S235	2
12	système de blocage de la l'axe de roue	S235	2
11	couvert de système d'attelage	S235	1
10	plaque de liaison	S235	1
9	anneau d'attelage	S235	1
8	systeme d'ancrage	S355	2
7	tube carrée support système d'ancrage	S235	2
6	tube carrée support système de levage	S235	2
5	tube carrée de système d'attelage	S235	1
4	profilé en U180	S235	1
3	vis HM 16x 1.5	S235	4
2	profilé en U180	-	1
1	pièce de chassis en U180	S235	2
N°	Désignation	matériau	Quantité

54	axe de de fixation du parchoc	S235	2
53	bague d'arrête latéral	-	2
52	écrou à encoche M30	-	2
51	chapeau de roulement	-	2
N-°	Désignation	Matériau	Quantité

UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA

01 juin 2018

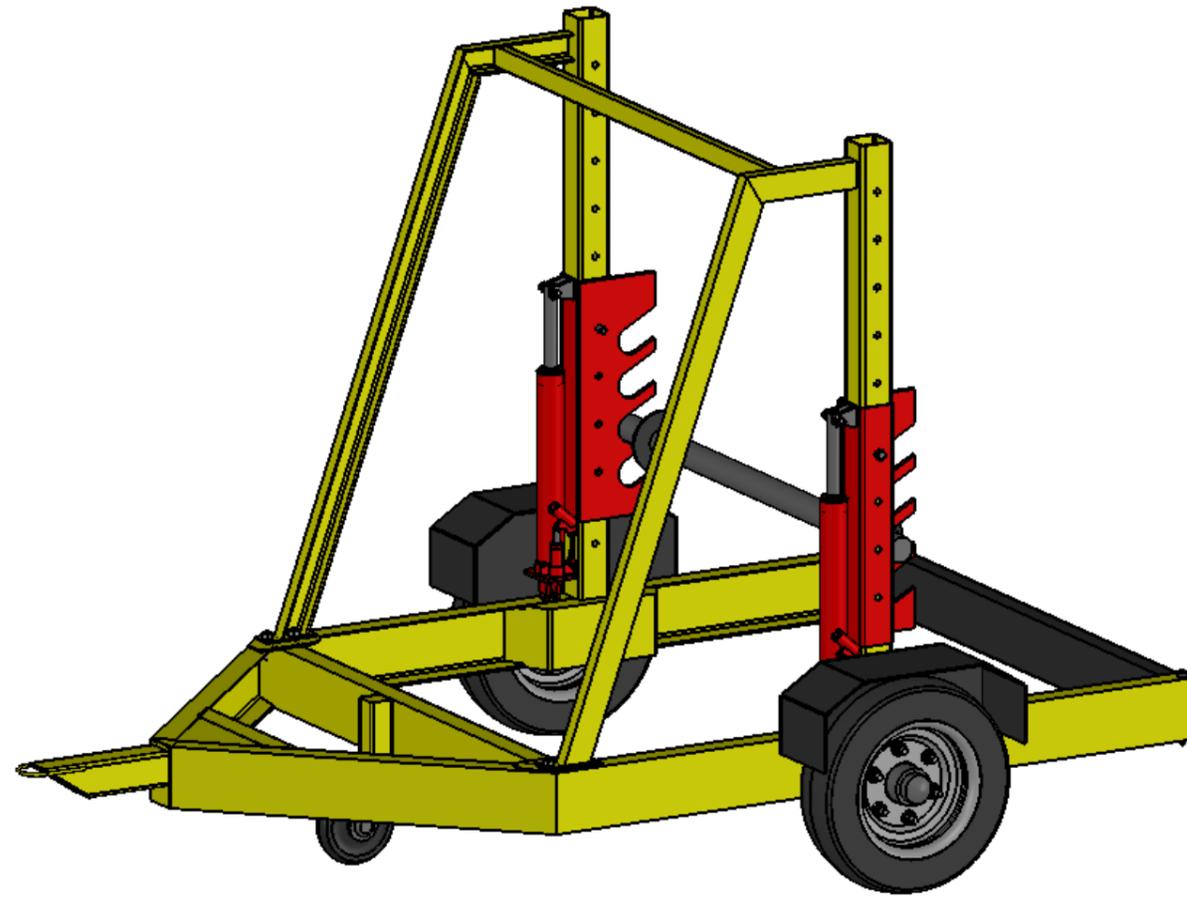
la remorque porte touret

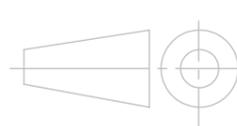
N°- DRT

RAHMOUNI Mahmoud Et SELLAH Mounir

construction mécanique

Echelle: 1/20



UNIVERSITE A-MIRA BEJAIA		01 juin 2018
Echelle: 1/20	la remorque porte touret	N°- DTR
	RAHMOUNI Mahmoud Et SELLAH Mounir	construction mécanique

Résumé

Il est inconcevable qu'une compétence humaine parvienne à soulever des objets dont le poids et le volume sont importants, ce qui rend la manœuvre difficile et parfois impossible, ce qui pousse l'homme à concevoir et fabriquer des appareils pour faciliter le levage et la manutention de ses objets.

L'objectif de notre travail est d'étudier et dimensionner des différentes pièces de la remorque port-touret ainsi que la conception et la simulation numérique par le logiciel Solidworks afin de minimiser le coût de fabrication de cette remorque.

Le travail que nous avons accompli, nous a permis d'approfondir notre connaissance dans un domaine important de la construction mécanique, celui des appareils de levage et de la manutention.