

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : FABRICATION MÉCANIQUE ET PRODUCTIQUE

PAR :

GAAZEN ASSIA
AOUDIA JUGURTA

Thème

Etude et conception d'un système de retournement de carrelage

Soutenu le 26 / 06 / 2018 devant le jury composé de:

Dr A. BELAMRI	Encadreur
Dr. BENSALD	Président
Dr. BOUTAANI.	Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Remerciements

Grâce à dieu, aux personnes qui nous ont soutenu ce travail à pu voir le jour. Au terme de cette étude, nous tenons à exprimer nos profondes gratitude à notre promoteur monsieur BELAMRI Abdelatif, docteur à l'université Abderrahmane mira de Bejaia pour son aide, ses encouragements et ces conseils durant toute la période de la réalisation de ce travail.

Nous adressons également nos remerciements les plus sincères à l'entreprise de fabrication de carreau Sopem, à M. Boukhiar, ainsi qu'à toute son équipe qui ont su nous apporter une collaboration et un soutien hors pair.

Nous tenons à remercier le responsable du hall technologie, monsieur YOUSFI pour sa confiance et bienveillance, monsieur ATTOUB ainsi que tous les employé du Hall de technologie, pour leur confiance, leur aide et leur encouragements permanents. Sans oublier Dr SAHALI pour son aide et ces conseils.

Nos remerciement vont aussi à Dr BENSALD et Dr BOUTAANI de nous avoir fait l'honneur de jugé ce travail.

Nous remercier également tous nos enseignants et enseignantes qui ont contribués à notre réussite, durant tout notre parcours étudiant, et plus particulièrement M. SAHALI.

Nos sincères reconnaissances vont en fin à tous ceux qui ont participé, de près ou de loin, à ce travail, en particulier nos familles, nos amis et nos collègues de fabrication mécanique et productique.

DÉDICACE

A MES CHÈRES PARENTS POUR TOUS LES SACRIFICE
A MES FRÈRES ET SŒUR POUR LEURS SOUTIEN
A MA FAMILLE POUR LEURS PRÉSENCE
A MES AMIS POUR LEURS AMITIÉS

AOUDIA Jugurtha

DÉDICACE

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur tendresse et leur soutien tout au long de mes études, aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me combler. Que dieu leur procure bonne santé et longue vie.

A mes chers sœurs et frères pour leurs encouragements permanents et leur soutien moral, à toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire.

A mes amis qui ont toujours été là pour moi et à mes collègues pour leur présence pour leur aide et leur amitié si forte.

Que ce travail soit accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible.

GAAZEN ASSIA .

Table des matières

CHAPITRE I

Introduction générale	1
I.1 Présentation de l'entreprise	2
I.1.1 Les produits Sopem	2
I.1.2 Aperçu générale de la ligne de production	3
I.2 Problématique	6
I.2.1 Objectifs visés par l'intervention.....	7
I.2.2 Organisation du besoin	7

CHAPITRE II

II.1 Le matériau utilisé et les différentes structures	9
II.1.1 L'acier	9
II.1.2 Les formes de produits.....	9
II.1.3 Les laminés marchands.....	10
II.1.4 Formes et dimensions normalisés [2].....	11
II.2 Arbre et axe [3]	12
II.2.1 Influence des éléments montés sur un arbre	13
II.3 Paliers auto-aligneurs avec corps en fonte [11].....	13
II.3.1 Les domaines d'application typiques de ces paliers sont.....	13
II.3.2 Caractéristiques des paliers auto-aligneurs.....	14
II.3.3 Type des paliers auto-aligneurs	15
II.3.4 Capacité de charge des corps de palier	15
II.4 Roulements auto-aligneurs	16
II.4.1 Caractéristique des roulements auto aligneurs	16
II.4.2 Types de roulements auto-aligneurs	16
II.4.3 Roulements auto-aligneurs avec manchon de serrage	16
II.4.4 Fixation sur l'arbre	17

CHAPITRE IV

IV.1	Création du modèles 3D et Simulation	51
IV.1.1.	Les bras de retournements	51
IV.1.1.1.	Simulation du bras récepteur	51
IV.1.1.2.	Simulation du bras de descente	54
IV.1.2.	Simulation du crochet	57
IV.1.3.	Simulation de l'arbre	60
IV.1.4.	Le socle du système de retournement	62
IV.2.	Fonctionnement de notre système de retournement de carrelage	70
	Dessins de définitions	
	Conclusion générale	
	Liste des tableaux	
	Référence bibliographiques	
	Résumé	

L'industrie mécanique s'est développée grâce aux technologies diversifiées de fabrication de pièces et composants qui constituent les ensembles et sous-ensembles mécaniques.

L'amélioration continue de produits, enrichit et favorise le développement de l'industrie. L'industrie de fabrication de carrelage rencontre beaucoup de problèmes, tel que les systèmes automatisés qui ne sont pas très fiables dans un environnement poussiéreux et exige beaucoup d'interventions qui reviennent très cher côté finance et disponibilité.

Notre thème est une problématique posée par l'entreprise Sopem, qui a exposé un besoin d'améliorer sa chaîne de production de carrelage des voiries, qui consiste en une étude et conception d'un système de retournement de carrelage, situé entre la machine de calibrage des épaisseurs et la polisseuse, dont l'ancien système pose des problèmes de fonctionnement, d'efficacité et de sécurité des ouvriers.

Notre travail consiste à apporter une modification de cette partie du convoyeur. Pour se faire notre mémoire est divisée en quatre parties à savoir ; un premier chapitre présentant brièvement l'entreprise et posant également la problématique. Ensuite, le deuxième chapitre, expose des généralités sur différents organes constituant le système étudié. Le troisième chapitre, traite le dimensionnement des différents organes du mécanisme de retournement.

Un dernier chapitre, présente la modélisation géométrique du système assemblé et la simulation numérique sous le logiciel SolidWorks™ de son comportement sous son environnement réel. En fin on termine notre travail par une conclusion et perspective.

Chapitre I: Présentation du projet

Dans ce chapitre nous allons présenter l'entreprise de fabrication de carrelage Sopem, ainsi que les différents produits fabriqués au sein de cette usine. Puis nous allons donner un aperçu général de la ligne de production, allant des silos de stockage vers le mélangeur et malaxeur au stockage. Enfin nous allons poser la problématique et l'objectif visé par l'intervention.

I.1 Présentation de l'entreprise

Créée en 1990 est spécialisée dans la production de granito (marbre industriellement reconstitué) et carrelage antidérapant destiné au revêtement extérieur.

La Sarl Sopem présente à son actif d'importantes réalisations tant dans le domaine public que privé comme le revêtement du grand bassin, du plateau de Lala Setti, de la gendarmerie de Tlemcen, du pénitencier de Maghnia ou encore de la grande place publique de Bechar et de Tindouf. Cette usine est implantée à El Koudia dans la ville de Tlemcen, au Nord-Ouest de l'Algérie. C'est une filiale du groupe DENNOUNI, entreprise familiale dont tous les postes clés sont occupés par des membres d'une même famille. Cette organisation permet d'avoir un fonctionnement et un suivi des affaires plus rigoureux, chaque membre étant impliqué dans la réussite de l'entreprise et surtout dans la satisfaction de la clientèle.



Figure I.1. Entreprise Sopem.

I.1.1 Les produits Sopem

- Travaux de carrelage et de pavage.
- Carreaux céramiques.
- Produits à base de bitume, d'asphalte et de goudron.
- Produits en perlite.
- Produits en fibres minérales.
- Produits en ardoise.
- Produits en pierre.
- Travaux de prospection et d'extractions minières.

Chapitre I: Présentation du projet

I.1.2 Aperçu générale de la ligne de production

La chaîne de fabrication de carrelage de la société Sopem est présentée ci-après (figure I.2) :

Les carreaux sont fabriqués à partir de matière première qu'est extraite par l'exploitation de carrière. Les matières premières sont entreposées dans des airs de stockages, puis dans des silos (A) (figure I.3, photo prise au sein de l'usine) pour pouvoir passer aux mélangeurs (B) (figure I.4, photo prise au sein de l'usine), ensuite les mélanges sont transportés par les tapis 1 et 2 vers la presse (C) (figure I.5, photo prise au sein de l'usine), une fois le carreau former il est chauffé dans le four (D) pour en retirer un maximum d'humidité assurant ainsi la stabilité du carreau pendant sa cuisson au four. A la sortie du four, il passe dans la machine de calibrage d'épaisseur (E) (figure I.6, photo prise au sein de l'usine), ensuite il passe à la partie de retournement (F) (figure I.7, photo prise au sein de l'usine) qu'est notre sujet d'étude, puis le carreau arrive à la dernière étape qu'est le polissage (G) (figure I.8, photo prise au sein de l'entreprise) de la deuxième façade. Enfin les carreaux sont placés dans des stocks prêts à la commercialisation.

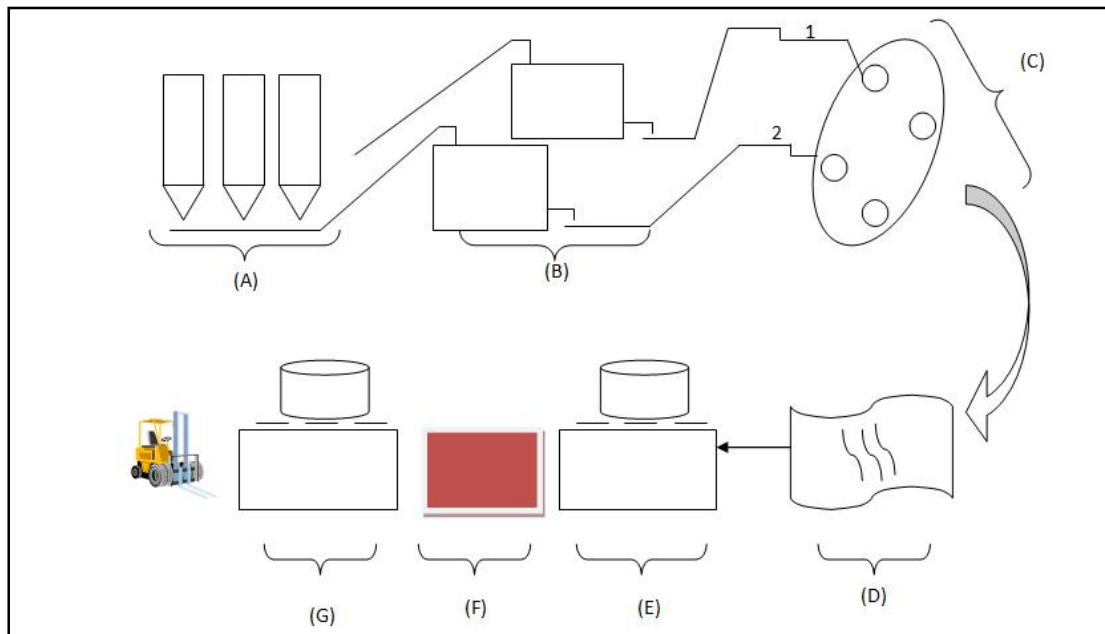


Figure I.2 Ligne de production.



Figure I.3 Silos de stockage de matière première.

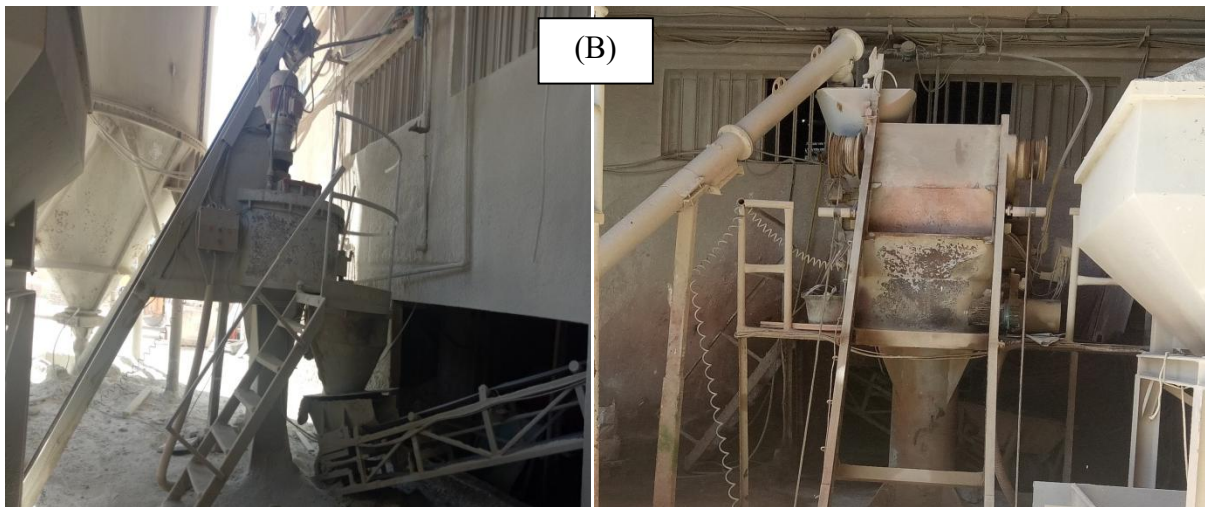


Figure I.4 Mélangeurs.

Chapitre I: Présentation du projet



Figure I.5 Presse hydraulique.



Figure I.6 Machine de calibrage d'épaisseur.

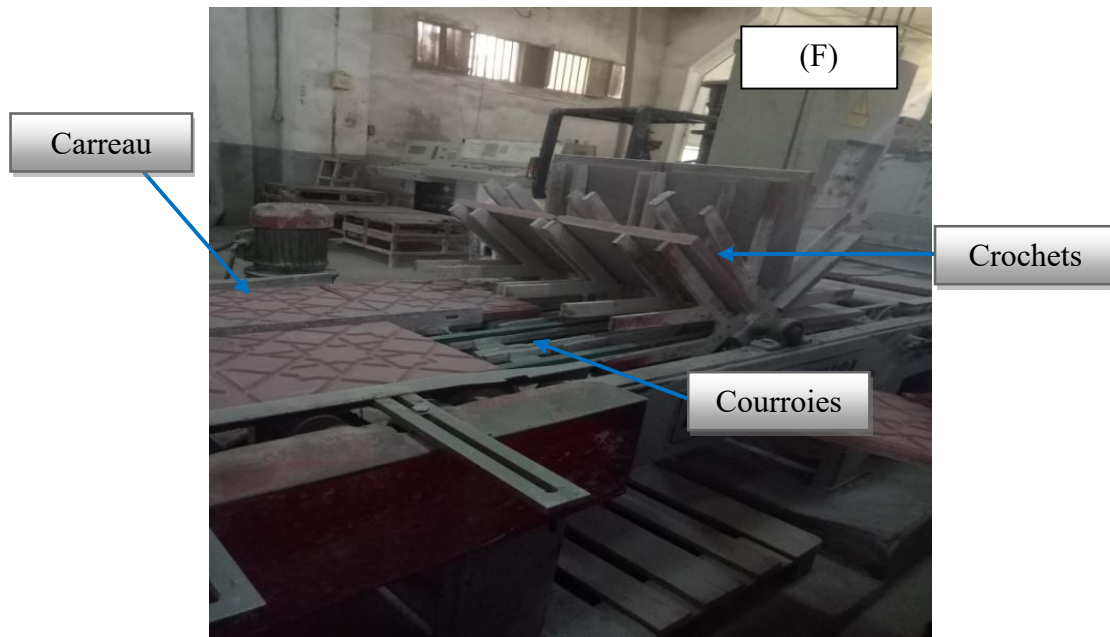


Figure I.7 Système de retournement avec crochets.



Figure I.8 Polisseuse.

I.2 Problématique

La société de fabrication de carreaux revêtement de sol Sopem sis à Tlemcen, à un problème de synchronisation au niveau du système de retournement de carrelage juste avant la polisseuse.

Au début sur cette partie du convoyeur y'avais un système équipé d'un automate mais vu l'environnement de travail poussiéreux l'utilisation de ce dernier dans le système de retournement de carrelage n'est pas très fiable, car il nécessite beaucoup d'interventions qui reviennent très cher que ce soit du côté finance ou de temps.

Chapitre I: Présentation du projet

Ce qui les a amenés à enlever (désinstaller) les capteurs pour rendre leur système purement manuel d'où la cadence de production est améliorée mais l'employé est trop sollicité et il est toujours exposé au danger (figure I.9).

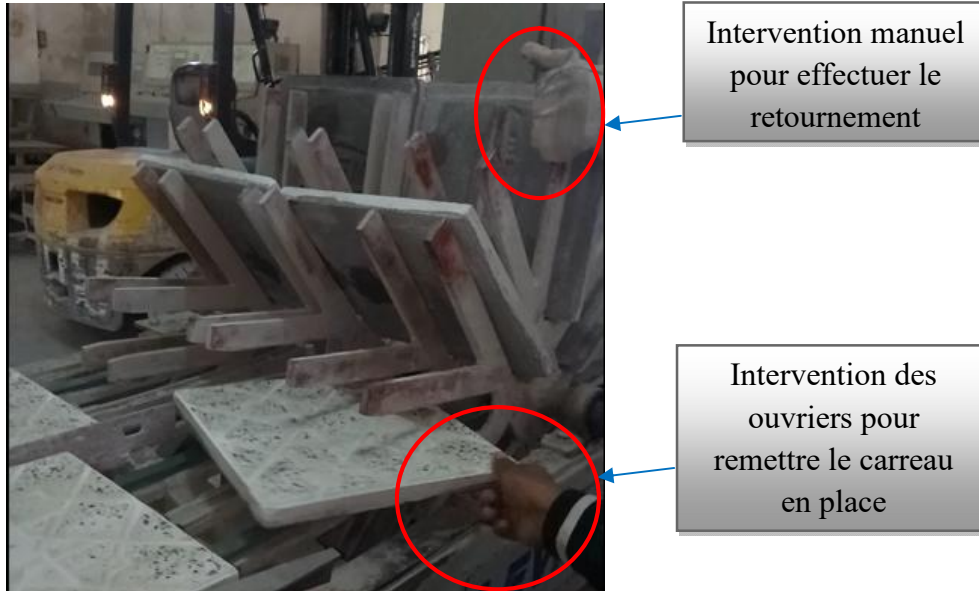


Figure I.9 Système de retournement après désinstallation de l'automate.

I.2.1 Objectifs visés par l'intervention

Notre travail consiste à ramener une modification d'une partie d'un convoyeur, qu'est le système de retournement de carrelage. On prend en considération l'environnement et le personnel qu'est très sollicité.

Il est avant tout nécessaire de réduire le nombre des interventions présentant des risques pour le personnel chargé de la production et de la maintenance, particulièrement dans le cas d'interventions urgentes. Pour ce faire on s'est inspiré d'un système existant dans l'industrie de fabrication de carrelage, c'est un système purement mécanique qui sera actionné par un motoréducteur.

I.2.2 Organisation du besoin

Préparer la conception et fabrication d'un système de retournement de carrelage purement mécanique avec une touche de design adapté à la société SOPEM.

Afin de réaliser le mandat on doit :

- Etudier le système existant afin de connaître les paramètres de fonctionnement de ce dernier.
- Simulation et optimisation de notre système.

Chapitre I: Présentation du projet

- Sélectionner les organes mécaniques permettant la réalisation de notre système.
- Choisir le réducteur adéquat selon les paramètres de l'ancien système (dimensions).
- prévoir la séquence des opérations et élaborer le diagramme de fonctionnement.

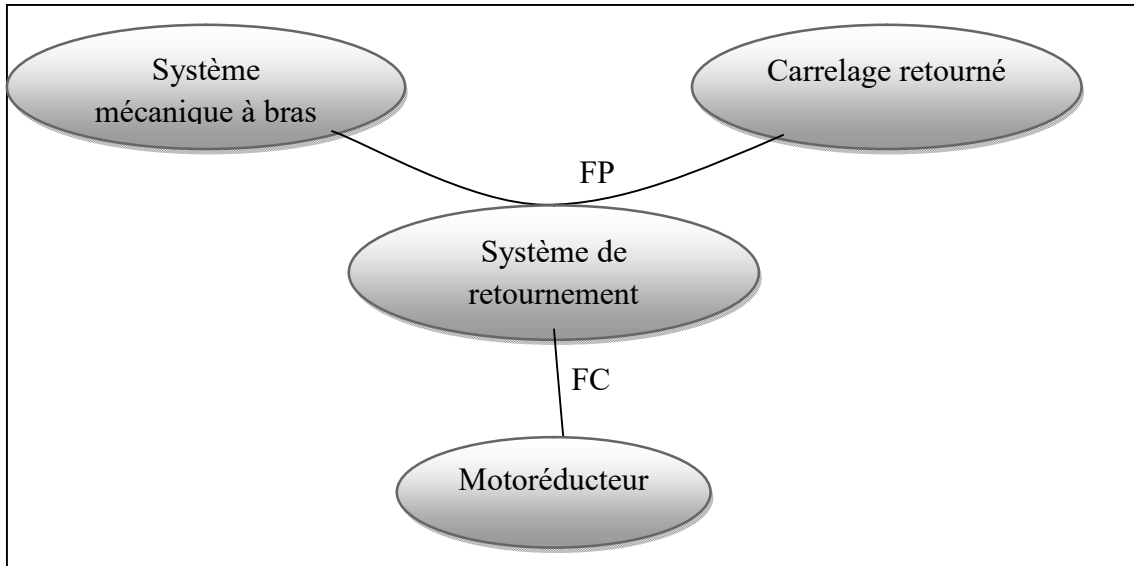


Figure I.10 Fonction techniques de la solution que nous devons satisfaire.

Tableau I.1 Fonction technique.

FONCTION PRINCIPALE	
FP	Retournement du carreau grâce au deux bras
FONCTION COMPLEMENTAIRE	
FC	Le système est actionné par un motoréducteur

La figure I.10 illustre un schéma des fonctions technique que nous devons satisfaire, afin d'aboutir au mécanisme le plus adapté à notre solution. Les fonctions technique de notre système sont expliqués dans le tableau I.1.

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Dans l'industrie, les machines et les différents systèmes mécaniques constituent un montage d'un millier de pièces. L'assemblage de tous ces composants exige l'utilisation d'un grand nombre d'éléments de machine.

Avant de passer à la conception d'un système, ou autre on est appelé à connaître et à définir les différents constituants de ce dernier. D'où ce chapitre est consacré aux généralités sur les différents organes constituants la structure et les formes d'assemblages rencontrés dans notre système de retournement de carrelage.

Dans un premier temps nous allons définir le matériau utilisé avec les différentes structures et profilés, puis les différents organes ou pièces constituants notre système.

En dernier le rôle et les différents modes d'assemblages rencontrés dans ce type de construction ainsi que le motoréducteur adéquat.

II.1 Le matériau utilisé et les différentes structures

Concevoir et construire se font avec des matériaux et chacun d'entre eux a ses spécificités tant sur le plan conceptuel que technique, mécanique et formel. Matériau de structure, mais aussi de plancher, de façade, de couverture, de cloisonnement et d'aménagement, l'acier peut être partout présent dans un édifice et ce à des degrés très divers.

II.1.1 L'acier

L'acier est un matériau issu de la réduction du minerai de fer ou du recyclage de ferrailles. Le fer est un élément très répandu dans l'écorce terrestre dont il représente 5 % mais on ne le trouve pas à l'état pur. Il est combiné avec d'autres éléments et mêlé à une gangue terreuse. La réduction de cet oxyde nécessite l'emploi d'un combustible : du charbon de bois jusqu'au XVIII^e siècle, puis du charbon de terre. Le métal ainsi obtenu est de la fonte qui contient 96 % de fer et 3 à 4 % de carbone et à partir de laquelle on produit de l'acier. [1]

II.1.2 Les formes de produits

Pour obtenir leur forme de finition et leurs caractéristiques mécaniques les aciers courants dans la construction sont :

Laminés : ce sont les produits les plus couramment utilisés dans la construction métallique.

Les demi-produits sont déformés successivement au travers des laminoirs constitués par des cylindres qui compriment et étirent la masse relativement malléable en raison de sa température encore élevée (figure II.11). L'étape ultérieure possible est le **laminage à froid** (figure II.12).

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Ce procédé est principalement utilisé pour façonner des tôles minces qui sont ensuite galvanisées et/ou pré-laquées ;

On distingue dès lors :

- **les produits longs** (poutrelles, palplanches, câbles, fils, ronds à béton...), obtenus par laminage à chaud;
- **les produits plats** (tôles, bardages, profils minces, profils creux), qui subissent en général un laminage à froid supplémentaire, à l'exception des tôles de forte épaisseur.

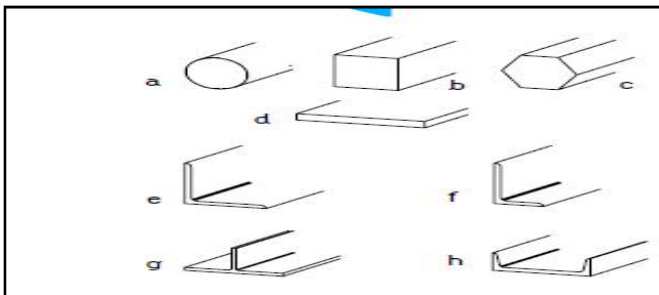
Il existe aussi d'autres procédés moins courants de fabrication de pièces telles que le forgeage, le moulage.

On distingue plusieurs sous-familles de produits longs. Certains sont directement fabriqués dans les usines sidérurgiques et sont disponibles en stock sur catalogue.

- Les poutrelles
- Les laminés marchands (figure II.11)

II.1.3 Les laminés marchands

Ce sont les ronds, les carrés, les ronds à béton, les plats, les cornières (L), les fers en T, les petits U. Tous ces produits ont une section pleine.



- a) Rond plein.
- b) Carré plein.
- c) Hexagone.
- d) Plat.
- e) Cornière à ailes égales.
- f) Cornière à ailes inégales.

Figure II.11 Quelques profilés laminés marchants.

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés



Figure II.13 Laminage à froid.



Figure II.12 Laminage à chaud.

II.1.4 Formes et dimensions normalisés [2]

Étant donné la vaste gamme de produits en acier offerte aux concepteurs, la nécessité d'une réglementation des produits sidérurgiques apparaît évidente.

La norme indique les exigences techniques, les procédés d'élaboration, l'état de livraison, la composition chimique, les caractéristiques mécaniques et technologiques, l'état de surface.

Voilà quelques dimensions pour les aciers laminés à chaud profilés pleins (tableau II.2, II.3, II.4 et II.5), et d'autres pour l'acier étirés à froid (figure II.6).

Tableau II.2 Dimensions de profilés ronds et carrés plein, (pour une longueur normale : 6 mètres).

	10	12	14	16	17	18	20	22	25	28	30	32		8	10	12	14	16	18	20	22	25
	35	38	40	42	45	50	52	55	60	63	65	70		30 (32)	35 (40)	(45)	50 (55)	60	70			
	75	80	85	90	(95)	100	110	120	130	140	150	160		80	90	100	110	120	130	140	150	160

Exemple de désignation : Rond \varnothing d, norme française NF A45 – 003.

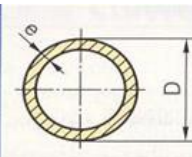
Tableau II.3 Dimensions de profilés plats, (Pour une longueur normale : 6 mètres).

	Épaisseur b	4	5	6	8	10		15	17	18	
	Largeurs a	20 à 40	20 à 100	20 à 150	20 à 150	20 à 150		20	22,5	23,5	
	Épaisseur b	12	15	20	25*	30		24,5	25,5	27,5	
	Largeurs a	20 à 150	20 à 150	20 à 150	50 à 100	50 à 80		28,5	30,5	31,5	
	Largeurs a normalisées	20	25	30	35	40		45	50	33,5	37,5
		60	70	80	90	100	120	150	48	52	-

Exemple de désignation : Plats $a \times b$, norme française NF 45- 005.

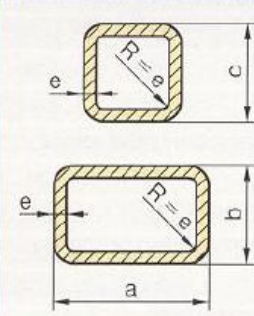
Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Tableau II.4 Tubes ronds de précisions soudées longitudinalement (profilés creux).

	D	e	D	e	D	e	D	e	D	e
	10	1-1,2	18	1-1,2-1,5-2	28	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5	38	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4	55	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4-5-6
	12	1-1,2-1,5	20	1-1,2-1,5-2-2,5-3	30	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5	40	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4	60	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4-5-6
	14	1-1,2-1,5-2	22	1-1,2-1,5-2-2,5-3	32	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4	45	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4-5	70	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4-5-6-7
	16	1-1,2-1,5-2	25	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5	35	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4	50	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4-5-6	80	1-1,2-1,5-2-2,5-3-3,5-4-5-6-7

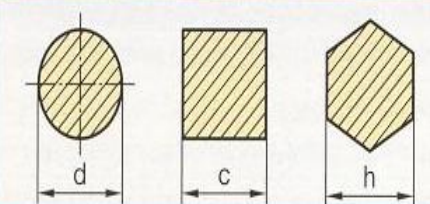
Exemple de désignation : tube $d \times e$, NF A 47-001.

Tableau II.5 Tubes de précision (carrés et rectangulaires), soudés longitudinalement (profilés creux).

	Tubes carrés				Tubes rectangulaires			
	C	e	C	e	a × b	e	a × b	e
	10	1	35	1,2-1,5-2	30 × 20	1,2-1,5-2	60 × 30	1,5-2
	12	1	40	1,2-1,5-2	35 × 20	1,2-1,5-2	60 × 34	1,5-2
	16	1-1,2-1,5	45	1,5-2	40 × 20	1,5-2	60 × 40	1,5-2
	20	1-1,2-1,5	50	1,5-2	40 × 27	1,5-2	80 × 40	1,5-2
	22	1-1,2-1,5	60	1,5-2	50 × 20	1,5-2	100 × 50	2
	25	1-1,2-1,5	70	1,5-2	50 × 25	1,5-2	120 × 60	2
	30	1-1,2-1,5	80	2	50 × 30	1,5-2	-	-

Exemple de désignation : tube rectangulaire $a \times b \times e$, NF A 49- 646.

Tableau II.6 Acier (ronds-carrés-hexagones) étirés à froid, (Pour une longueur normale de 3m à 7m).

	d (h10)								c (h11)		h (h11)			
	5	9	13	17	21	25	29	35	6	10	6	12	17	22
	6	10	14	18	22	26	30	36	7	20	7	13	18	24
	7	11	15	19	23	27	32	38	8	25	8	14	19	26
	8	12	16	20	24	28	34	40	9	30	10	16	21	27

Exemple de désignation : rond étiré $\emptyset d$, NF A 47-001.

II.2 Arbre et axe [3]

Un arbre est un élément de machine, tournant ou fixe, supportant engrenages, poulies, pignons, etc. Il a généralement une géométrie de révolution. C'est le cas que l'on considère dans la suite.

Il sert à transmettre une puissance, mais peut aussi servir à positionner des éléments entre eux. Selon son usage, il peut porter plusieurs noms :

- **Arbre de transmission** : transmet un couple, généralement d'un élément moteur vers un autre élément de machine.
- **Essieu ou axe** : rotatif ou non, ne transmet pas de couple mais seulement des efforts liés au positionnement.

II.2.1 Influence des éléments montés sur un arbre

Lorsque l'on conçoit un arbre, l'objectif visé, quel que soit le critère choisi, consistera toujours à chercher à obtenir la construction la plus économique possible et la plus sûre.

En d'autres termes, il s'agira d'obtenir l'arbre ayant le plus petit diamètre possible. Quelles que soient les données qui ont servi de base au calcul (résistance, rigidité, fatigue ou vitesse critique), le diamètre de l'arbre est grandement influencé par la distribution **des moments fléchissant**. Afin de réduire le plus possible ces moments, il est avantageux de monter les éléments de transmission le plus près que possible des supports de l'arbre (ou des paliers). Les arbres sont positionnés transversalement et axialement par des coussinets ou des roulements.

➤ Arbre long

Soit une puissance P à transmettre (en kW), à une vitesse de rotation N (en tr/min). La configuration la plus défavorable est qu'il existe une charge centrale pour un arbre en appui sur ses extrémités. Cette charge peut être due à la tension d'une courroie, à l'angle de pression d'une roue dentée etc. Trois critères sont à valider :

- Résistance à la flexion et torsion.
- Résistance au cisaillement.
- Résistance à la torsion-flexion combinées.

La combinaison des trois critères nous donne la formule des arbres longs. Cette formule est un outil de dimensionnement.

II.3 Paliers auto-aligneurs avec corps en fonte [11]

Les paliers auto-aligneurs selon la norme JIS B 1557 sont composés de corps de palier en fonte avec alésage sphérique dans lesquels sont montés des roulements auto-aligneurs FAG. Ces corps de palier supportent des charges radiales et axiales moyennes à élevées.

II.3.1 Les domaines d'application typiques de ces paliers sont

- les engins agricoles, de travaux publics et d'extraction minière
- les systèmes de transmission et de convoyage, (figure II.14).
- les pompes.
- les machines textiles, à papier et à bois.
- les machines de remplissage et celles pour l'industrie du bois et de l'emballage
- la sidérurgie.

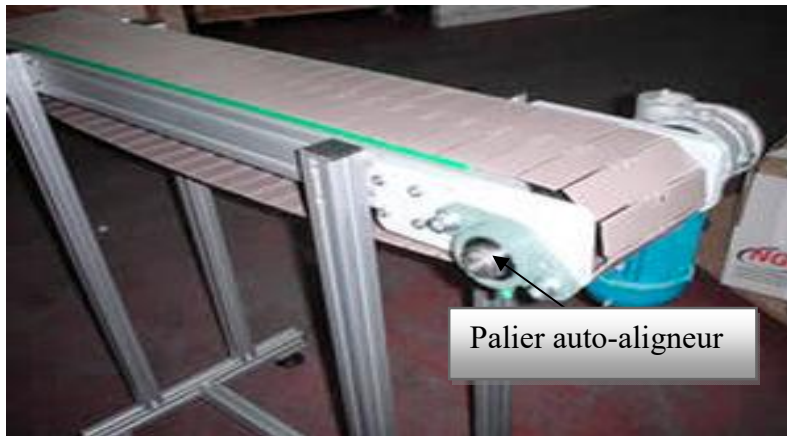


Figure II.14 Système de transmission (convoyeur).

II.3.2 Caractéristiques des paliers auto-aligneurs

- ✓ Ces paliers sont des ensembles prêts au montage et sont composés d'un corps de palier en fonte grise FAG dans lequel est monté un roulement auto-aligneur Black Séries FAG.
- ✓ La forme sphérique de la bague extérieure du palier et de l'alésage du corps permet aux paliers auto-aligneurs de compenser les défauts d'alignement statiques de l'arbre, (figure II.15).
- ✓ Le porte corps de palier se fixe à la construction adjacente à l'aide de vis (figure II.16).

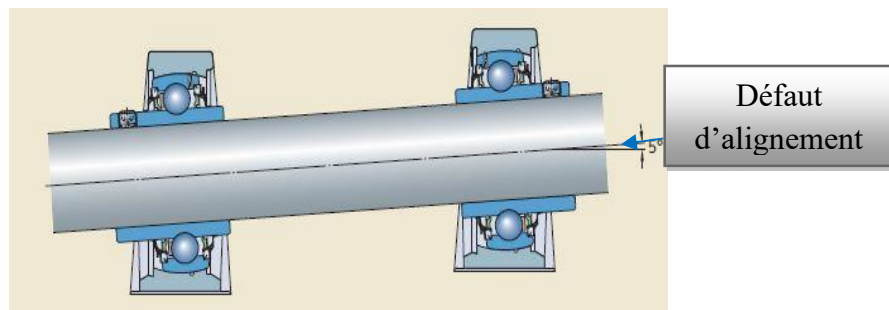


Figure II.15 Défauts d'alignement statiques de l'arbre.

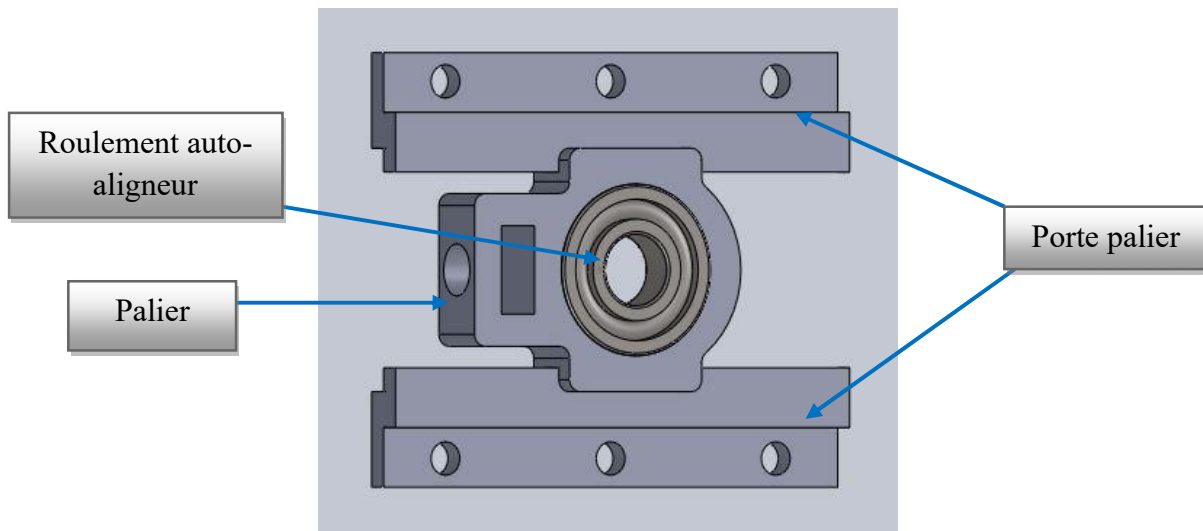


Figure II.16 Porte corps de palier.

II.3.3 Type des paliers auto-aligneurs

- Trois types de paliers auto-aligneurs sont disponibles :
 - paliers à semelle ;
 - paliers appliques ;
 - coulisseaux tendeurs.



Figure II.17 Palier coulisseau tendeur.



Figure II.18 paliers appliques.

II.3.4 Capacité de charge des corps de palier

Du fait de leurs nombreuses propriétés, les paliers auto-aligneurs FAG peuvent être utilisés sans problèmes dans presque tous les secteurs de l'industrie, ils supportent les mêmes charges radiales que les roulements auto-aligneurs montés. La capacité de charge statique des roulements auto-aligneurs C_{0r} est indiquée dans les tableaux de dimensions (voir annexe II.9).

II.4 Roulements auto-aligneurs

II.4.1 Caractéristique des roulements auto aligneurs

Ces roulements auto-aligneurs sont basés sur les roulements à une rangée de billes 62 et sont composés d'une bague extérieure massive et d'une bague intérieure élargie des deux côtés.

Les roulements ont des cages en matière plastique et des étanchéités simples RSR, des deux côtés, avec un joint à lèvre vulcanisée et un déflecteur extérieur.

Les chemins de roulement superfinis des bagues et la grande précision des billes assurent un fonctionnement silencieux et un moment résistant réduit.

La surface extérieure de la bague extérieure est sphérique. Les roulements avec bague extérieure sphérique montés dans un palier approprié compensent les défauts d'alignement statiques de l'arbre.

Les roulements auto-aligneurs sont pré-graissés et peuvent être graissés à l'aide de deux trous de lubrification situés dans la bague extérieure.

II.4.2 Types de roulements auto-aligneurs

- UC : avec vis sans tête dans la bague intérieure, (figure II.19).
- UK : avec manchon de serrage, (figure II.20).



Figure II.19 Roulement auto-aligneur UC



Figure II.20 Roulement auto-aligneur UK

II.4.3 Roulements auto-aligneurs avec manchon de serrage

Pour cette série, la bague intérieure est fixée sur l'arbre par l'intermédiaire d'un manchon de serrage avec écrou à encoches et rondelle frein, (figure II.21).

La douille entretoise et l'écrou à encoches assemble la bague intérieure par serrage et de manière concentrique à l'arbre. Ainsi, des vitesses de rotation identiques à celles atteintes avec les roulements à billes sont possibles. En même temps, pour ces roulements, la régularité de fonctionnement est meilleure que celle des roulements auto-aligneurs courants.

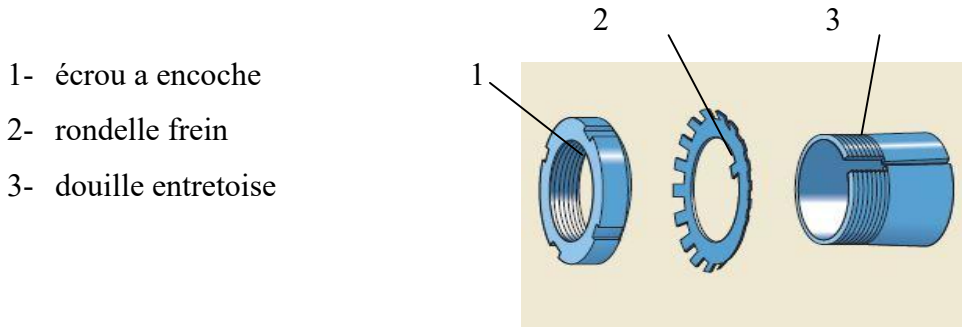


Figure II.21 Manchon de serrage.

II.4.4 Fixation sur l'arbre

Les roulements auto-aligneurs sont particulièrement faciles à monter, conviennent pour les arbres étirés aux $h6$ à $h9$.

Pour les roulements auto-aligneurs UC, la bague intérieure est fixée sur l'arbre par deux vis sans tête, décalées de 120° , (figure II.21) ils conviennent pour les paliers avec rotation dans un seul sens, mais également pour rotation dans les deux sens sous vitesse réduite et sous faible charge.

Les vis sans tête sont autobloquantes et sont munies d'un filetage à pas fin avec cuvette pour une fixation sûre du roulement.

Pour les roulements auto-aligneurs UK, la bague intérieure est fixée sur l'arbre par un manchon de serrage concentrique (figure II.22). La rugosité intérieure et extérieure des manchons de serrage est de $Ra 2,5$. Ils conviennent pour paliers avec rotation dans les deux sens, même pour des vitesses et des charges élevées (figure II.23).

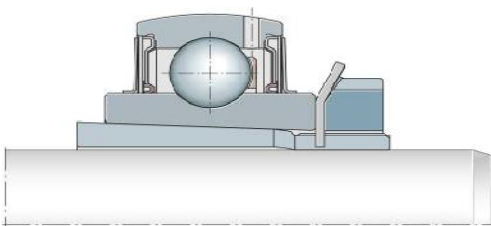


Figure II.23 Fixation par manchon de serrage UK

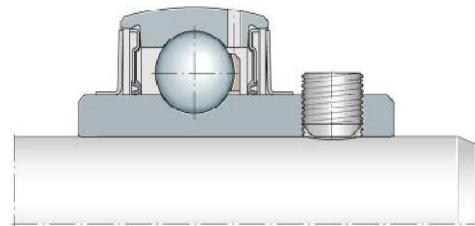


figure II.22 Fixation par vis sans tête dans la bague intérieure UC

II.4.5 Tolérances de l'arbre pour les roulements auto-aligneurs

La tolérance admissible de l'arbre dépend de la vitesse et de la charge. Les tolérances $h6$ à $h9$ sont recommandées. Pour la plupart des applications, on pourra se contenter d'arbres étirés.

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

➤ Précision tolérances normales des roulements auto-aligneurs

Les tolérances du diamètre extérieur des roulements correspondent aux tolérances selon JIS B 1558. L'alésage de la bague intérieure a une tolérance positive pour faciliter le montage du roulement. (Tableau II.7 et II.8).

Tableau II.7 Tolérances de la bague intérieure (Correspond à la moyenne arithmétique entre le diamètre min. et max).

Cote nominale de l'alésage du roulement d mm		Ecart ¹⁾ Δ_{dmp} μm		Ecart de largeur Δ_{Bs} μm	
sup. à	jusqu'à	min.	max.	min.	max.
10	18	0	+15	-120	0
18	31,75	0	+18	-120	0
31,75	50,8	0	+21	-120	0
50,8	80,962	0	+24	-150	0
80,962	120	0	+28	-200	0

Tableau II.8 Tolérances de la bague extérieure (Dans le cas des roulements avec étanchéité, les valeurs max et min. du diamètre extérieur peuvent présenter un écart d'environ 0,03 mm par rapport à la moyenne).

Diamètre extérieur nominal D_{sp} mm		Ecart ¹⁾ Δ_{Dm} μm	
sup. à	jusqu'à	min.	max.
30	50	-11	0
50	80	-13	0
80	120	-15	0
120	150	-18	0
150	180	-25	0
180	250	-30	0

➤ Jeu radial des roulements auto-aligneurs

Le jeu radial correspond selon JIS B 1520 à C3 pour les roulements auto-aligneurs UC et à C4 pour les roulements auto-aligneurs UK. Il est donc plus grand que celui des roulements à billes standards, (voir annexe II.1).

Le jeu est important, il permet une meilleure compensation des défauts d'alignement et des flexions de l'arbre.

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

- Dimensionnement des roulements auto-aligneurs avec manchon de serrage (figure II.24) (voir annexes II.3).

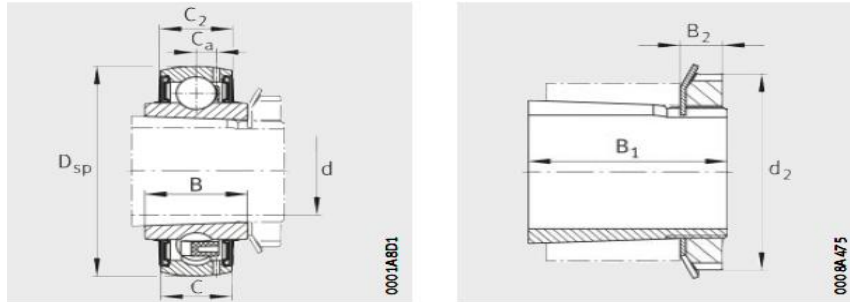


Figure II.24 Dimension du roulement auto-aligneur avec manchon de serrage.

Tableau II.9 Possibilités de combinaison roulements auto-aligneurs avec corps de palier.

Roulements Auto-aligneurs		Boîtier						
		Paliers à semelle		Paliers appliqués à deux trous de fixation	Paliers appliqués à quatre trous de fixation		Coulisseaux tendeurs	
Désignation		P	PA	FL	F	FC	T	FA
Diamètre d'arbre d								
UC 12 mm – 90 mm		UCP	UCPA	UCFL	UCF	UCFC	UCT	UCFA
UK 20 mm – 80 mm		UKP	Sur demande	UKFL	UKF	UKFC	UKT	Sur demande

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Le tableau II.9 présente la possibilité de combinaison de roulement auto-aligneur avec corps de palier, dans notre cas nous allons utiliser la combinaison UKF ET UKT.

Dimensionnement de palier appliqués à quatre trous de fixation forme carré avec manchon de serrage (figure II.25), (voir annexe II.3).



Figure II.25 Dimension des paliers appliqués à quatre trous de fixation forme carré avec manchon de serrage.

Dimensionnement de coulisseau tendeur avec manchon de serrage (figure II.26), (voir annexe II.5).

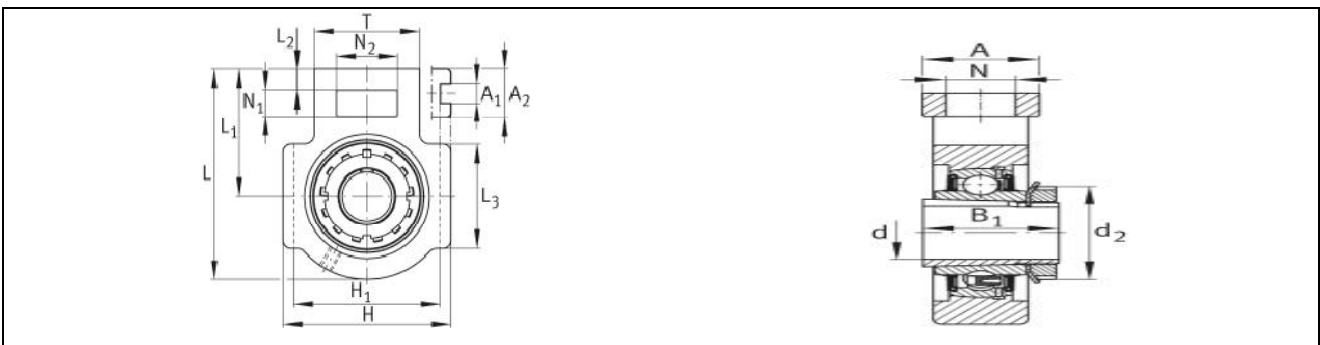


Figure II.26 Dimension des paliers coulisseau tendeur avec manchon de serrage

II.5 Les courroies et poulies de transmission [4]

La transmission continue de puissance entre deux arbres animés de mouvement de rotations en rapport constant est assurée de façon courante par engrenage, courroie ou chaîne.

II.5.1 Définition et fonction des courroies

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

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

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

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

II.5.2 Les avantages d'une transmission par courroies

- multiplication ou réduction du mouvement selon le diamètre des poulies ;
- variation de vitesse avec des poulies à flasques mobiles ;
- inversion du sens de rotation par croisement des brins ;
- transmission à axes non parallèles avec des galets de renvoi ;
- débrayage avec un galet tendeur escamotable.

Par ailleurs, le principe de fonctionnement autorisant un glissement en cas de surcharge, la courroie amortit les vibrations et absorbe les à-coups, tout en servant de **fusible** en cas de blocage d'un élément de la transmission.

II.5.3 Détermination des courroies [9]

La détermination d'une courroie nécessite la connaissance des principales données relatives au convoyeur, aux produits transportés et aux conditions de fonctionnement (Tableau II.7).

Tableau II.10 Critère de choix d'une courroie.

Convoyeur	Produit transporté	Condition de fonctionnement
Longueur de l'entraxe	Poids maxi transporté	Avance en continu ou pas à pas
Diamètre de poulie	Nature du produit	Accumulation
Nature de la sole de glissement	Répartition sur le convoyeur	Autres efforts, pression etc.
Course du système de tension	Température du produit	Température ambiante
Nombre de courroie		
Inclinaison		

II.5.4 Différents types de courroie industrielle [4]

- Courroies synchrones (crantées)
- Courroies rondes
- Courroies plates



Figure II.27 Courroie crantée.



Figure II.28 Courroie rondes.

II.5.4.1 Courroies trapézoïdales

Pour notre convoyeur nous allons utiliser les courroies trapézoïdales classiques à section C (22*14) tel que le convoyeur existant dans l'usine Sopem (figure II.29)

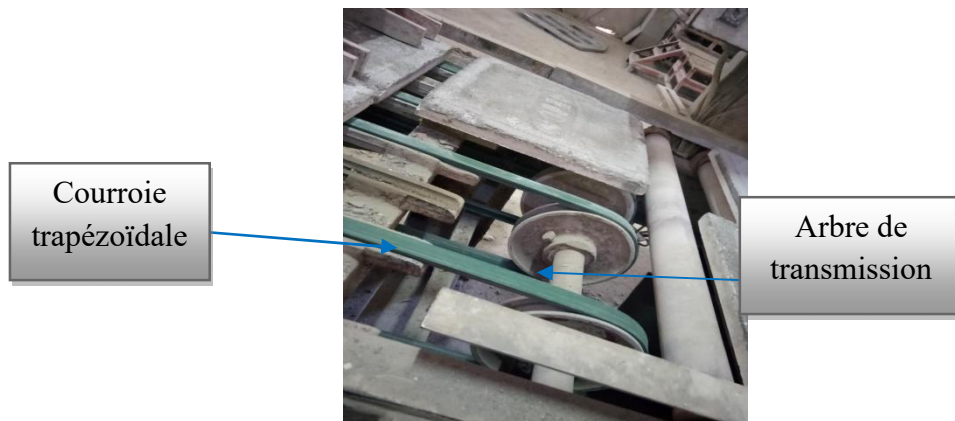


Figure II. 29 Partie du convoyeur au sein de l'usine Sopem.

II.5.4.2 Définitions et terminologie des courroies trapézoïdales

Une courroie trapézoïdale est une courroie dont la section transversale a la forme générale d'un trapèze isocèle (Figure II.30). Sur une section droite de la courroie maintenue rectiligne, le trapèze est défini par la base, les flancs et le sommet de la courroie.

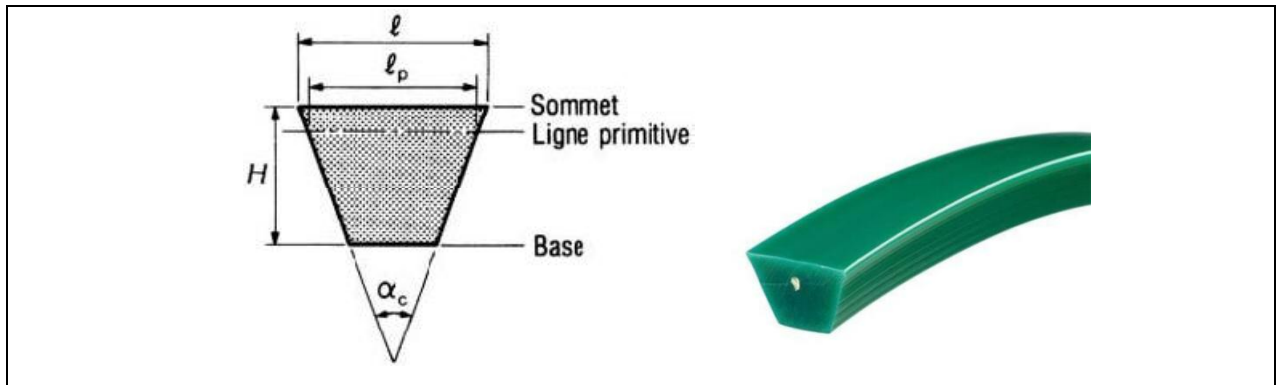


Figure II.30 Section d'une courroie trapézoïdale

Quelques définitions (d'après la norme NF T 47-123) suivant la figure II.28

- Ligne primitive d'une courroie : toute ligne circonférentielle qui, dans la courroie (non chargée), conserve la même largeur quand celle-ci est courbée perpendiculairement à la base.
- Zone primitive : lieu géométrique de l'ensemble des lignes primitives.
- Largeur primitive : l_p largeur de la courroie au niveau de sa zone primitive.
- Largeur au sommet : l grande base du trapèze définie sur une section droite.
- Hauteur H : hauteur du trapèze définie sur une section droite.
- Hauteur relative h_r : grandeur sans dimension telle que $h_r = H / l_p$

Nota : seule la largeur primitive est une donnée normalisée. Les autres grandeurs peuvent différer selon les constructeurs.

Longueur de référence L , anciennement appelée longueur primitive : longueur d'une ligne circonscrite à une courroie au niveau du diamètre de référence des poulies de mesure lorsque la courroie est sous une tension spécifiée par la norme ISO 4184, qui donne la méthode de mesure des courroies trapézoïdales classiques et étroites. La courroie étant montée sur deux poulies de même diamètre de référence, la longueur L est obtenue en ajoutant la circonférence de référence d'une poulie à deux fois l'entraxe mesuré entre les centres des poulies (Figure II.29). Les valeurs de **la tension** ou effort d'écartement F_e et des circonférences des poulies en fonction de la section des courroies sont consignées dans le tableau II.11.

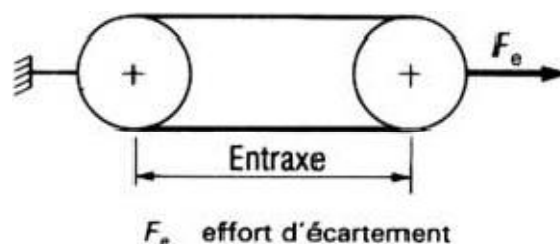


Figure II.31 Dispositif de mesurage d'une courroie (norme ISO 4184 et NF T 47-141)

Tableau II.11 Caractéristiques de mesurage des courroies trapézoïdales (d'après normes ISO 4184 et NF 47-141)

Désignation de la section		Circonférence de référence des poulies de mesurage (mm)	Effort d'écartement F_e (N)
Courroies classiques	Y	90	40
	Z	180 ou 300	110
	A	300 ou 450	200
	B	400 ou 600	300
	C	700 ou 1 000	750
	D	1 000	1 400
	E	1 800	1 800
Courroies étroites	SPZ	300	360
	SPA	450	560
	SPB	600	900
	SPC	1 000	1 500

II.5.4.3 Courroies classiques

Les courroies classiques sont telles que la hauteur relative h_r est voisine de 0,7 et que l'angle du trapèze α (Figure II.28) est de l'ordre de 40° .

Ce sont les premières courroies trapézoïdales à être apparues sur le marché ; leur utilisation est aujourd'hui celle du marché de remplacement. Il existe sept sections normalisées désignées par une lettre : A, B, C, D, E, Y ou Z. Les cotes de ces sections sont consignées dans le tableau II.11.

II.5.4.4 Courroies étroites

C'est une évolution de la courroie classique : l'encombrement est réduit ($h_r \approx 0,9$) pour de meilleures performances grâce à un moindre échauffement en flexion. Les câbles du centre travaillent donc moins, d'où l'intérêt de réduire la zone centrale (Figure II.32).

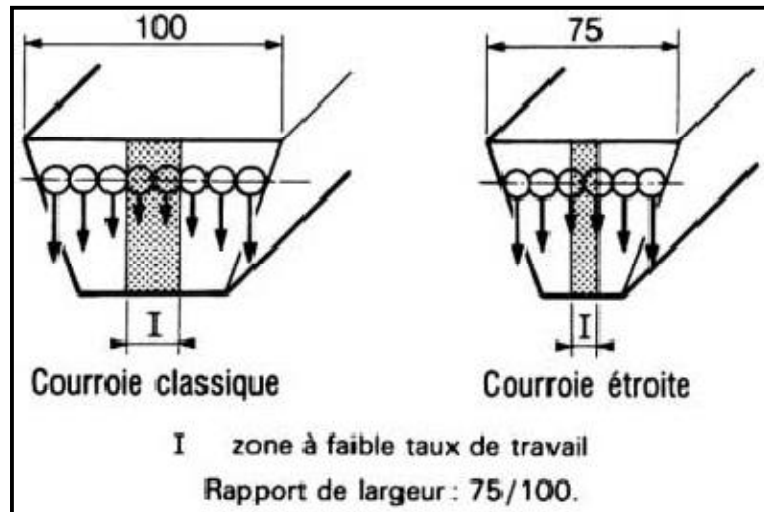


Figure II.32 Comparaison des zones à faible taux de travail entre une section classique et une section étroite, répartition des efforts différents dans tous les câbles de la courroie.

Tableau II.12 Gamme des courroies trapézoïdales classiques et étroites (d'après NF T 47-141 et 47-144)

Désignation de la section	ϵ_p (1) (mm)	$\epsilon \times H$ (2) (mm \times mm)	Correspondance courroies jumelées (3)		
Courroies classiques	Y	5,3	6 \times 4		
	Z	8,5	10 \times 6		
	A	11	13 \times 8	AJ	
	B	14	17 \times 11	BJ	
	C	19	22 \times 14	CJ	
	D	27	32 \times 19	DJ	
Courroies étroites	E	32	38 \times 25		
	SPZ	8,5	10 \times 8	9J	
	SPA	11	13 \times 10		
	SPB	14	16 \times 13	15J	
	SPC	19	21 \times 18	25J	

(1) l_p : cote normalisée.

(2) l et H : cotes approximatives.

II.6 Poulies [4]

II.6.1 Matériaux employés. Constitution

Le matériau utilisé est **principalement la fonte**, bien que l'**acier** puisse être utilisé pour des tailles plus petites ou quand une solidité plus grande ou une masse plus faible sont nécessaires. Un **alliage d'aluminium** peut être également utilisé ; toutefois, l'emploi de l'alliage est limité à des transmissions légères, l'usure étant en général élevée. Les poulies en **matières plastiques** ont une limitation similaire.

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Les poulies peuvent être monoblocs, assemblées ou en deux parties. Cette dernière solution présente l'avantage d'un démontage et d'un remontage faciles en séparant les deux parties boulonnées ensemble.

Il existe également des poulies dites à moyeu amovible, qui diffèrent par le fait que ce sont des poulies monoblocs et que seul le moyeu est démontable et fixé par des vis ; cela sert à rendre la poulie solidaire de son arbre.

Les poulies peuvent être fixées sur leur arbre par frettage à chaud ou emmanchement à la presse, par clavetage, par vis de pression, ou bien par une combinaison de ces méthodes.

Il existe une normalisation de l'état de surface des poulies. Les valeurs de rugosité R maximales (définie par la norme ISO 468) sont données par la norme NF T 47-142 : jante de poulie plate : $R_a \leq 6,3 \mu\text{m}$ flanc de gorge de poulie pour courroies trapézoïdales : $R_a \leq 3,2 \mu\text{m}$

II.6.2 Poulies pour courroie trapézoïdale

Il existe une très large gamme de poulie a différent profile, pour notre système nous allons utilisés des poulies a gorge trapézoïdale.

II.6.2.1 Poulies pour courroies classiques et étroites

La poulie se caractérise par sept paramètres (figure II.33) :

- son diamètre de référence D_d (anciennement appelé diamètre primitif) ;
- sa largeur de référence L_d (anciennement appelée largeur primitive) ;
- son angle de gorges β ;
- l'entraxe des gorges e_g ;
- les hauteurs h_p et B_p ;
- la distance f_p entre l'axe de la première gorge et le bord de la poulie.

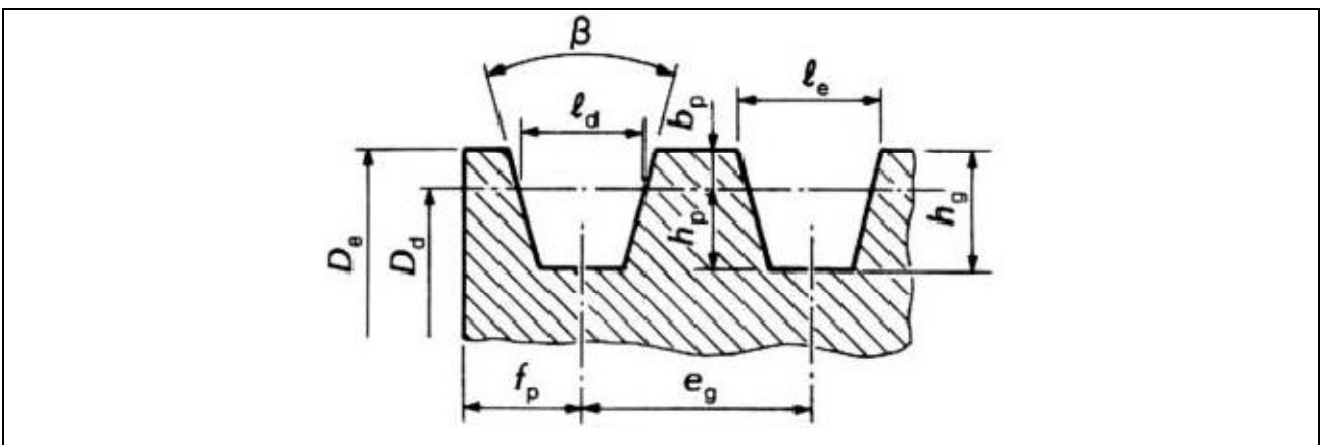


Figure II.33 Poulies pour courroies trapézoïdales (y compris jumelées)

II.6.2.2 Calcul pratique d'une transmission par courroie trapézoïdale [5]

➤ Rapport de transmission et choix des poulies

Le rapport de transmission théorique η est donné par :

$$\eta = D/d = Nd/ND$$

La connaissance de ce rapport permet de faire le meilleur choix possible pour les diamètres de poulies. Les valeurs des vitesses linéaires conseillées pour les courroies

Trapézoïdales vont de 14 à 30 m/s.

La vitesse linéaire de la courroie est donnée par :

$$v \text{ (m/s)} = \pi * Nd \text{ (tr/min)} * d \text{ (mm)} / 60 \times 103$$

➤ Entraxe. Arc de contact. Longueur de la courroie

À partir d'un entraxe e donné et des diamètres D et d des poulies, l'arc de contact α sur la petite poulie et la longueur L de la courroie sont donnés par les relations suivantes :

$$\alpha = \pi / 2 \text{ arc sin } (D - d) / 2E$$

$$L = 2e + \pi / 2 * (D + d) / (D - d)^2$$

➤ Tension de pose

Le fonctionnement est basé sur l'adhérence poulie - courroie ==> la force obtenue est la tension de pose T_o . Soit L_o longueur libre de la courroie, S_o : section libre de la courroie qui est constante, L : longueur de pose correspondante à la tension de pose T_o : $L > L_o$

Hypothèse : on considère la courroie comme constitué d'un matériau parfaitement élastique, on peut

donc appliquer la loi de Hooke

$$\frac{T_o}{S_o} = E \cdot \frac{L - L_o}{L_o}$$

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

L'existence des tensions de fonctionnement T_A et T_B (figure II.34) est due à une tension initiale T_0 effectuée à l'arrêt, appelée tension de pose, qui permet un entraînement sans glissement :

$$T_0 = \frac{1}{2} (T_A + T_B)$$

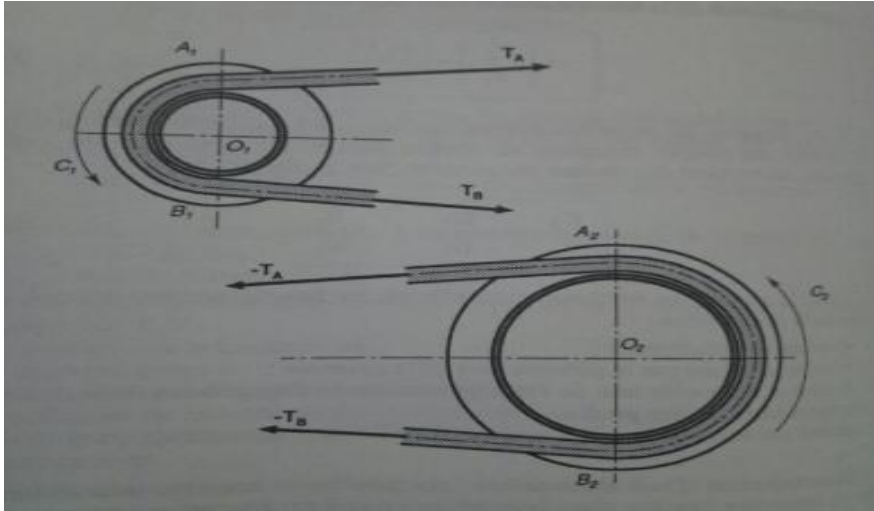


Figure II.34 Etude dynamique des poulies.

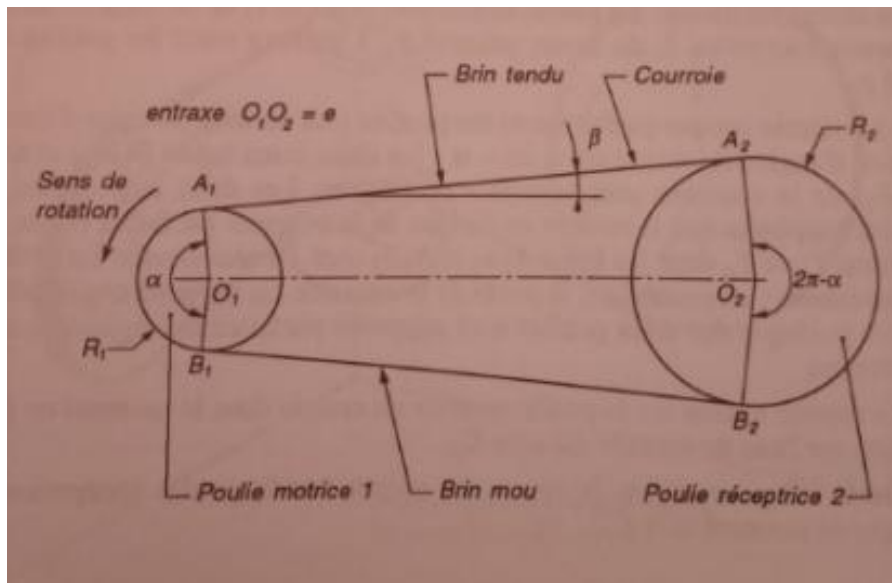
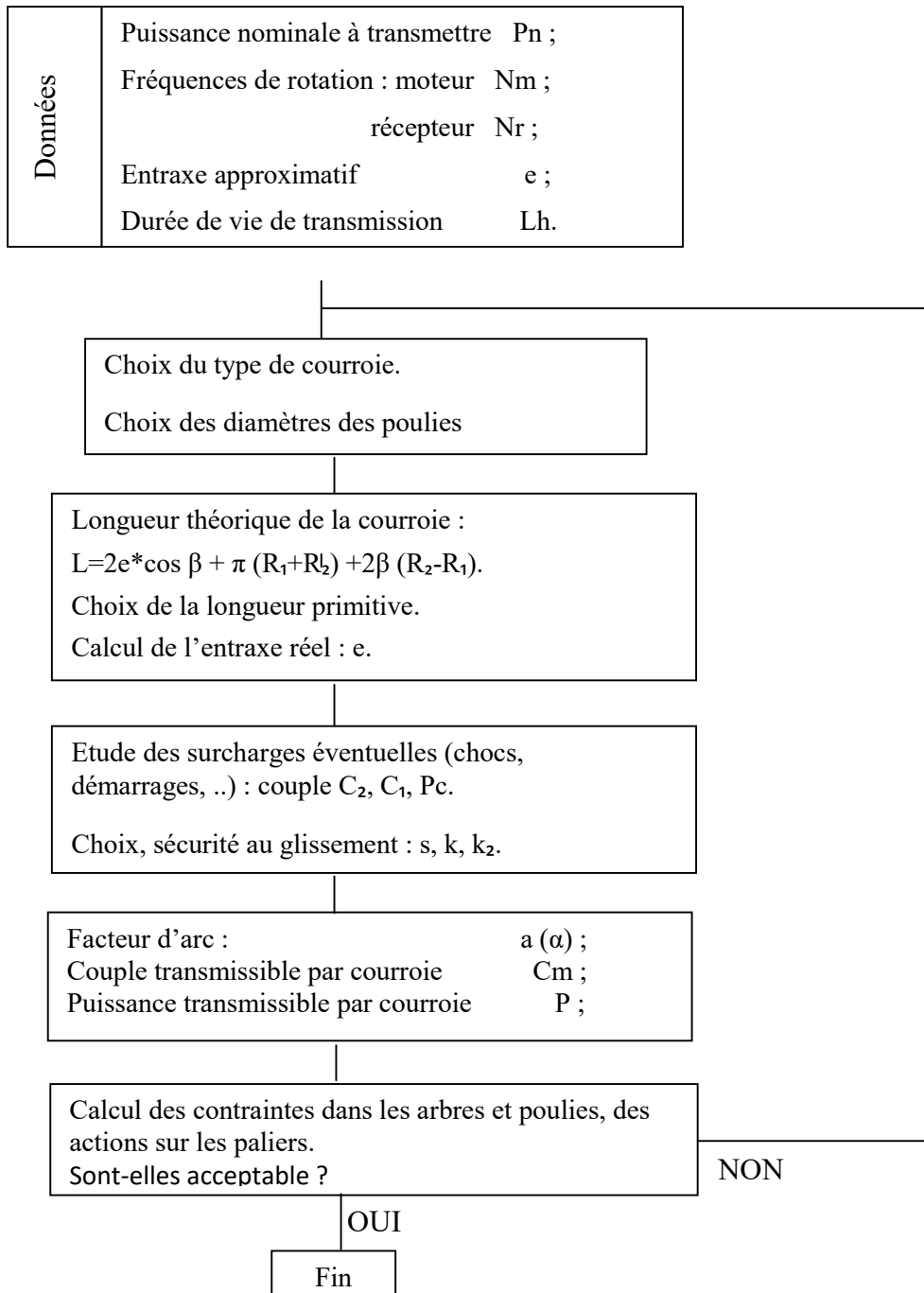


Figure II.35 paramétrage géométrique.

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Le schéma ci-après présente la méthode théorique de détermination d'une transmission par courroie.



II.7 Les glissières

Pièce métallique rainurée, utilisée pour guider un mouvement de translation rectiligne ou, parfois, un mouvement circulaire, hélicoïdal ou quelconque. [10]

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

II.7.1 Quelque type de glissières [9]

- RR et RRC, Pour courroie ronde
- KR et KRC, pour courroie trapézoïdale
- FR et FRC, Pour courroie plate
- FK et FKC, Pour courroie denté à piste

Dans notre système on va utiliser une transmission par courroies trapézoïdales, dans ce cas les glissières adéquate sont de type KR et KRC pour courroies trapézoïdales, (figure II.36 et II.37).

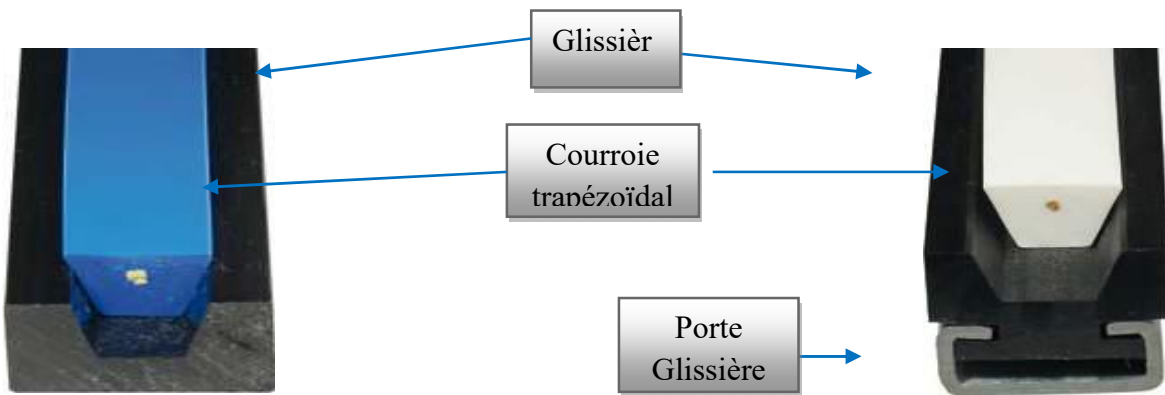


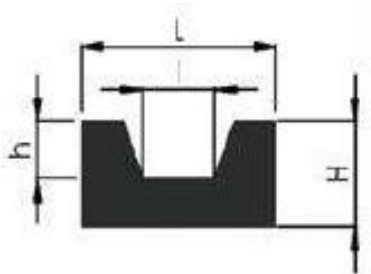
Figure II.36 Glissière de type KR.

Figure II.37 Glissière de type KRC.

II.7.2 Dimensionnement

Le dimensionnement d'une glissière pour courroie trapézoïdale est fait par rapport à la section de la courroie utilisé tableau 13, (figure II.37).

Tableau II.13 Dimensionnement d'une glissière.



Type	Réf.	Dimensions courroie	L	H	l	h
T10	GT10	10 x 6	20	10	7	4
T13	GT13	13 x 8	20	12	9	5
T17	GT17	17 x 11	30	15	11	8
T22	GT22	22 x 14	35	20	14	10
T32	GT32	32 x 19	50	30	21	13

Figure II.38 Glissière trapézoïdale.

II.8 Motoréducteur

Notre système de retournement de carrelage est équipé d'un motoréducteur qui actionne l'arbre de transmission pour donner le mouvement aux poulies et courroies de transmission.

Le motoréducteur (figure II.39), est un appareil composé d'un **moteur** et d'un **réducteur**. Le but qu'on recherche en utilisant un **motoréducteur** est de réduire la vitesse du **moteur** tout en augmentant le couple. Ce rendement du **motoréducteur** est aussi dû à son axe de sortie.



Figure II.39 Motoréducteur siemens.

II.8.1 Types de motoréducteurs

On distingue généralement trois grands types de motoréducteurs. Il s'agit des micros motoréducteurs, des motoréducteurs moyens et des gros motoréducteurs. Chacun de ces motoréducteurs est utilisé pour la fabrication de certains appareils.

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

II.8.1.1 Moteurs électriques [2]

L'entraînement en rotation d'éléments de machines est fréquemment réalisé par des moteurs électriques.

La fonction d'un moteur électrique est de convertir une puissance mécanique caractérisée par un couple moteur M et une vitesse angulaire ω (ou une fréquence de rotation n).

II.8.1.2 Réducteur

➤ Définition- Fonction

Le réducteur est un mécanisme destiné à augmenter le couple moteur $C_m=C_1$ (moteur hydraulique, pneumatique, thermique, électrique, etc) afin d'entraîner en rotation un organe récepteur sous l'effet d'un nouveau couple $C_2 > C_1$ tel que :

$$C_2 = \eta_{12} * (1/K_{12} * C_1)$$

$$\text{Avec } K_{12} = \omega_2/\omega_1 \text{ et } -1 < K_{12} < 1$$

Un réducteur de vitesse est en quelque sorte une boîte de vitesses à rapport unique, dont les arbres d'entrée 1 et de sortie 2 peuvent occuper divers positions relatives (sur une boîte de vitesses, les arbres 1 et 2 restent, par construction, parallèles ou confondus).

La plupart des réducteurs de vitesses sont réversibles. Dans ce cas, la fonction d'entrée peut être attribuée à l'arbre 2, la sortie étant affectée à l'arbre 1. Le mécanisme se nomme alors multiplicateur de vitesse. Le couple de sortie C_1 est dans ce cas inférieur au couple d'entrée C_2 .

Avec : $K_{12}=\omega_1/\omega_2$ et $|K_{12}|>1$.

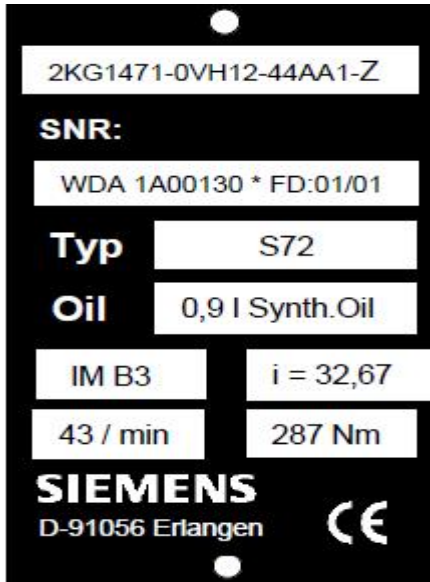
Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Tableau II.14 Réducteurs élémentaire.

Type d'engrenage		Position relatives 1-2	configuration	Rapport de réduction : $K_{12} = \omega_2 / \omega_1$ d : diamètre primitif z : nombre de dents	
Cylindrique à denture droite ou hélicoïdale	A contact extérieur	Δ_1 et Δ_2 parallèles		Condition de non-interférence des dentures $1/6 \leq K_{12} < 1$	$K_{12} = -d_A / d_B$ Ou $K_{12} = -Z_A / Z_B$
	A contact intérieur				$K_{12} = -d_A / d_B$ Ou $K_{12} = -Z_A / Z_B$
Conique à denture : -droite pyramidale -oblique pyramidale -spirale	A contact extérieur	$-\Delta_1$ perpendiculaire à Δ_2 $-\Delta_1$ et Δ_2 concourants en O		$K_{12} = Z_A / Z_B = \tan \delta_1$	
Roue et vis sans fin		$-\Delta_2$ perpendiculaire à Δ_1 $-\Delta_1$ et Δ_2 concourants en O		$K_{12} = n_A / Z_B$ n_A : nombre de filet par pas générateur n_B : nombre de dents de la roue	

II.8.2 Le motoréducteur choisi pour notre convoyeur

C'est un motoréducteur à roue et vis sans fin, de la gamme de motoréducteur SIEMENS. Il existe 7 tailles de réducteurs à roue et vis sans fin. Dans notre cas selon les données de l'entreprise suivant la vitesse linéaire et angulaire du convoyeur existant.



No de réf. du motoréducteur 2KG1471-0VH12-44AA1-Z

Numéro de série WDA 1A00130

Désignation du réducteur S72

Quantité / qualité de lubrifiant 0,9 l, Huile synthétique

Forme de construction IM B3

Rapport de réduction $i = 32,67$

Vitesse de rotation de sortie 43 / min

Couple maxi de sortie 287 Nm

Figure II.40 Plaque de désignation.

II.8.3 Alignement de l'axe sortant du motoréducteur avec l'axe de transmission du convoyeur

II.8.3.1 Accouplements [2]

Les accouplements sont utilisés pour lier en rotation deux arbres de transmission de puissance en prolongement l'un de l'autre. On trouve différents types d'accouplements cités ci-dessous :

- **Accouplements rigides**

Ce type d'accouplements nécessite un bon alignement des arbres (figure II.39).

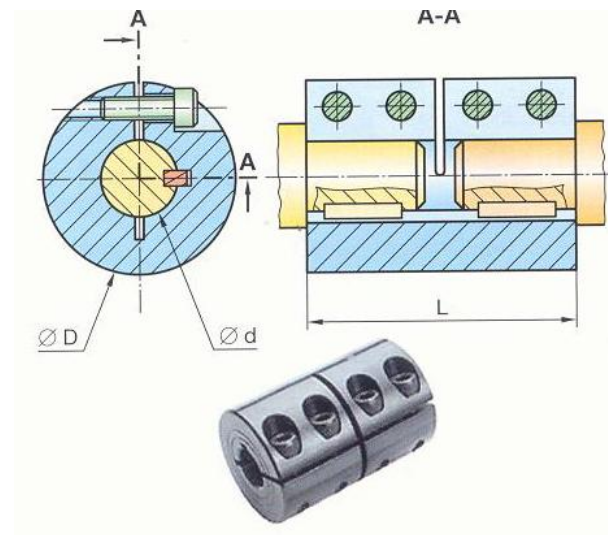


Figure II.41 Accouplements rigides.

- **Joints d'Oldham**

Un joints d'Oldham permet la transmission d'un mouvement de rotation à deux arbres parallèles placés à une faible distance l'un de l'autre.

Il est composé de deux moyeux à tension et d'un disque intermédiaire à deux rainures orthogonales. Si l'arbre menant tourne d'un angle α , chaque tenon tourne également d'un angle α . Il en résulte que l'arbre mené tourne à la même vitesse que l'arbre menant. La transmission est dite « homocinéétique ».

Remarque

- ✓ En laissant, au montage, un léger jeu axial entre les pièces, on remédie à la dilatation axiale des arbres.
- ✓ Les deux arbres sont isolés électriquement grâce au disque intermédiaire en matière plastique (isolant > 3KV).
- ✓ Températures d'emplois de -20°C à $+60^{\circ}\text{C}$.

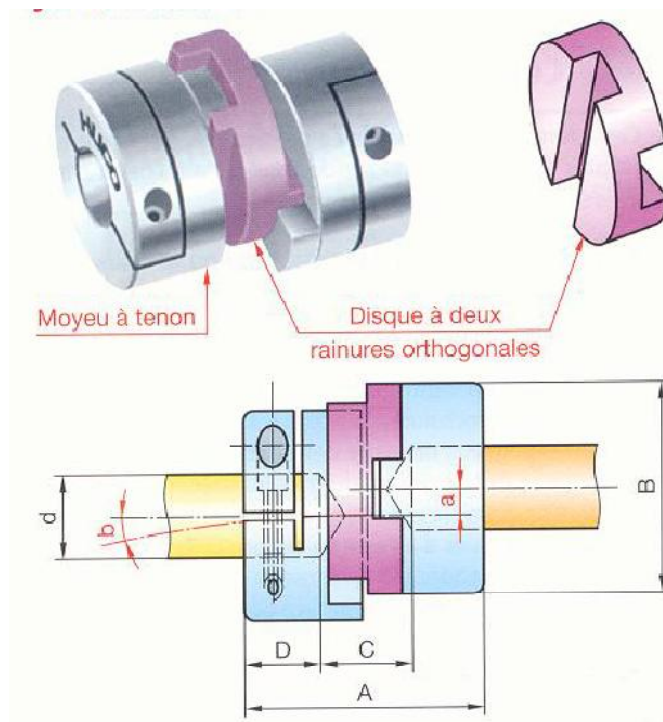


Figure II.42 Joints d'Oldham.

Joints de cardan

Un joint de cardan permet la transmission d'un mouvement de rotation à deux arbres concourants. Il est composé de deux chape 1a et 1b et d'un croisillon 2.

Dans le modèle ci-dessous, la liaison chape-croisillon se fait par l'intermédiaire de quatre douilles à aiguilles 3.

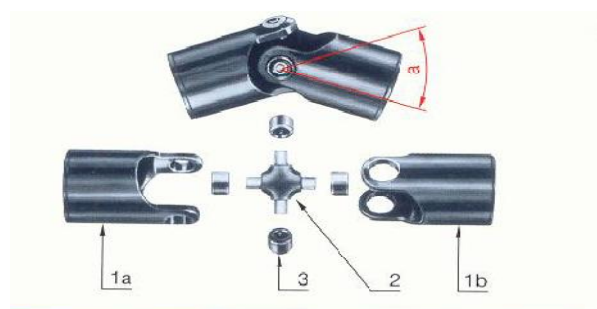


Figure II.43 Joints de cardan.

II.9 Les assemblages

Un assemblage mécanique est la liaison de différentes pièces d'un assemblage ou produit. C'est aussi un ensemble de procédés par ses degrés de liaison, c'est-à-dire les mouvements relatifs indépendants interdits ou autorisés entre les pièces assemblées.

II.9.1 Types d'assemblages

On distingue ensuite différents types d'assemblage, un assemblage peut être permanent ou démontable, direct ou indirect.

➤ Assemblage permanent direct

Assemblage non démontable : pour supprimer cette liaison, il est nécessaire de déformer ou de détruire au moins une des pièces assemblées (soudure, certaines colles et adhésifs, etc).

➤ Assemblage permanent indirect

La liaison est conçue de manière à être démontée sans détérioration importante des pièces. L'élément assurant l'assemblage peut ne pas être réutilisable (visseries, rivet, goupille, etc).

II.9.2 Le soudage [6]

L'assemblage par soudage occupe une place importante dans l'univers de la construction des bateaux, trains, avions, fusées, automobiles, ponts, tuyaux, réservoirs et tant d'autres choses qui ne sauraient être construites sans le recours au soudage.

Définition du procédé du soudage

Le **soudage** est un moyen d'assemblage permanent. Il a pour objet d'assurer à l'échelle atomique la continuité (**liaison métallique**) de la matière à assembler.

Les procédés de soudage opèrent dans leur majorité par la mise locale des pièces à souder à **température de soudage** (température de fusion la plupart du temps) au niveau de leur joint; cette mise à température s'effectue soit progressivement, soit globalement dans l'espace et dans le temps, au moyen d'une source de chaleur pouvant être associée, pour certains d'entre eux, à un dispositif de pression mécanique s'exerçant pendant le processus de formation de la liaison.

Procédés industriels de soudage

On peut alors regrouper les principaux procédés industriels de soudage selon les critères d'activation cités ci-dessus :

- Les procédés faisant intervenir la fusion sans action mécanique (ex. soudage à l'arc);

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

- Les procédés faisant intervenir la fusion avec une action mécanique (ex. soudage par résistance);
- Les procédés faisant intervenir un chauffage sans fusion mais avec une action mécanique (ex. soudage par diffusion);
- Les procédés faisant intervenir une action mécanique sans chauffage (ex. soudage par ultrasons ou par explosion).

II.9.3 Le boulonnage

Les caractéristiques des différents types d'aciers utilisés pour les boulons tableau II.15 présente les valeurs de la limite d'élasticité f_{YB} et de la résistance à la traction f_{uB} des quatre classes de qualité d'acier utilisées pour les boulons (la signification des chiffres pour définir la classe de qualité est donnée dans le paragraphe ci-après).

Tableau II.15 Caractéristiques mécaniques des aciers pour boulons.

Boulons	Classe de qualité	f_{YB}	f_{uB}
De charpente	4.6	240	400
	5.6	300	500
A haute résistance	8.8	640	800
	10.9	900	1000

Le tableau II.15, montre également que l'on distingue deux types de boulons, qui se différencient par leurs caractéristiques mécaniques plus ou moins élevées :

- **Les boulons de charpente métallique (aciers 4.6 et 5.6).**

Les boulons de charpente métallique s'emploient couramment pour réaliser les assemblages faiblement sollicités des halles et des bâtiments.

- **Les boulons à haute résistance (aciers 8.8 et 10.9).**

Les boulons à haute résistance s'utilisent en général pour les assemblages de ponts, ainsi que pour les assemblages fortement sollicités ou soumis à des effets dynamiques. Seuls les boulons à haute résistance peuvent être précontraints.

Chapitre II : Généralités-différents organes et procédés utilisés

Remarque :

Quel que soit le type de boulons, le jeu normal entre la tige du boulon et l'alésage des pièces assembler est fixé à 2mm pour les diamètres de boulons inférieurs ou égaux à 24mm, et à 3mm pour les diamètres de boulons égaux ou supérieurs à 27mm. Le diamètre d_0 du trou vaut donc :

- $d_0 = d + 2\text{mm}$ pour $d \leq 24\text{mm}$.
- $d_0 = d + 3\text{mm}$ pour $d \geq 27\text{mm}$.

Dans certains cas, un jeu plus petit peut être exigé. On parle de boulons ajustés lorsque le jeu est de 0.3 mm seulement. L'emploi de boulons ajustés offre l'avantage de créer des assemblages avec un mouvement relatif possible très petit, donc des structures très peu déformables. Cependant, la réalisation des trous doit être précise, ce qui augmente sensiblement le coût de ce type d'assemblage. On n'utilisera de ce fait les boulons ajustés qu'en cas de nécessité absolue.

Plusieurs caractéristiques géométriques sont indispensables à la conception des assemblages boulonnés. Pour les diamètres les plus utilisés, les caractéristiques principales sont données dans le tableau II.16

Tableau II.16 Principales caractéristiques géométriques

Désignation	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
d (mm)	8	10	12	14	16	18	20	22	24
d_0 (mm)	9	11	13	15	18	20	22	24	26
A (mm ²)	50,3	78,5	113	154	201	254	314	380	452
A_s (mm ²)	36,6	58	84,3	115	157	192	245	303	353
∅ rondelle (mm)	16	20	24	27	30	34	36	40	44
∅ clé (mm)	21	27	31	51	51	51	58	58	58
d_m (mm)	14	18,3	20,5	23,7	24,58	29,1	32,4	34,5	38,8

Désignations des différentes dimensions d'un boulon (tableau II.6) :

d : diamètre de la partie non filetée de vis.

d_0 : diamètre nominal du trou.

A : section nominale du boulon.

A_s : section résistante de la partie filetée.

d_m : diamètre moyen entre le cercle circonscrit et le cercle inscrit à la tête du boulon.

Chapitre III : Dimensionnement

Dans ce chapitre nous allons traiter la problématique grâce aux différents outils mathématique et technique définis dans le chapitre II, ces derniers sont acquis et puisés durant notre cursus d'études et dans des livres, des revues, des thèses doctorat etc.

Dans un premier temps nous allons dimensionner les arbres de transmission grâce aux calculs RDM, puis les courroies et poulies adéquates suivant les différentes équations énoncées dans le chapitre précédent et on définira le poids du bras de descente ainsi que son contre poids.

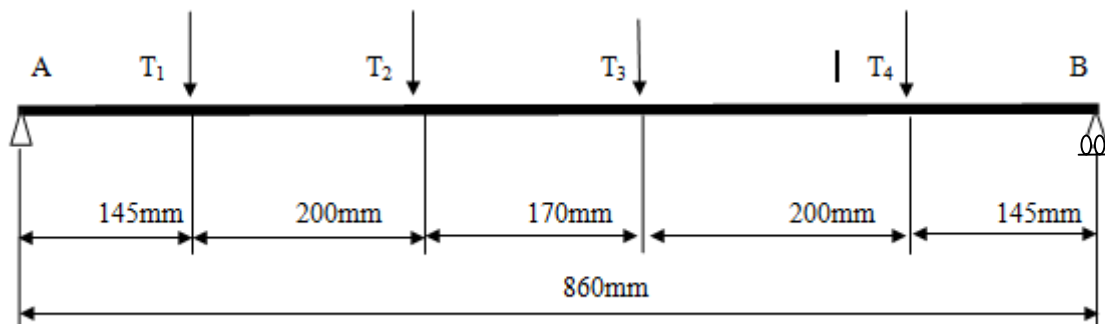
Enfin nous allons choisir le motoréducteur qui répond aux performances et aux calculs appliqués précédemment.

III.1 Dimensionnement des arbres de transmission

Les courroies et poulies sont montées sur deux arbres parallèles, d'où ce dernier est sollicité à un effort tranchant et au moment de flexion et torsion pour définir le diamètre des deux arbres nous allons calculer ces contraintes qui agissent sur les deux arbres.

$L_a=960$ mm : Longueur de l'arbre, qui comporte quatre courroies et poulies d'écartement de $F_e=T=750$ N effort d'écartement entre les deux arbres, pris dans le **tableau II.12**, (courroie trapézoïdale classique à section C (22×14)), on choisit le repère positif antihoraire.

III.2 Eléments de calculs et démarche à suivre



$$T_1=T_2=T_3=T_4=T$$

➤ Calculs des réactions R_A et R_B : $\sum F_{ext/y} = 0$

$$\sum F_{ext/y} = R_A + R_B - T_1 - T_2 - T_3 - T_4 = 0$$

La somme des moments des forces extérieures :

$\sum M(F_{ext})/A = (R_B \times AB) - (T_1 \times AT_1) - (T_2 \times AT_2) - (T_3 \times AT_3) - (T_4 \times AT_4)$ où AT : est la distance entre les points d'application de l'effort en A et T.

Application numérique :

$$R_B = 1500N.$$

$$R_A = 1500N.$$

➤ Calcul des efforts tranchants C

Zone 1 : entre A et T_1 $R_A + C_1 = 0$

$$C_1 = -R_A \rightarrow \boxed{C_1 = -1500N}$$

Zone 2 : entre T_1 et T_2

$$C_2 = R_A - T_1 \rightarrow \boxed{C_2 = 750N}$$

Zone 3 : entre T_2 et T_3

$$C_3 = R_A - T_1 - T_2 \rightarrow \boxed{C_3 = 0N}$$

Zone 4 : entre T_3 et T_4

$$C_4 = R_A - T_1 - T_2 - T_3 \rightarrow \boxed{C_4 = -750N}$$

Zone 5 : entre T_4 et B

$$C_5 = R_B + R_A - T_1 - T_2 - T_3 - T_4 \rightarrow \boxed{C_5 = 1500N}$$

➤ Calcul des moments fléchissant (M_f)

Zone 1: $M_f = -RA \times x$ avec : $0 \leq x \leq 145$ mm

Pour : $x=0 \rightarrow M_f=0$ N.m

$x=145$ mm $\rightarrow M_f = - 217,5$ N.m

Zone 2 : $M_f = (-RA \times x) + T_1 \times (x-145)$ avec : $145 \leq x \leq 345$

Pour : $x=145$ mm $\rightarrow M_f = - 217,5$ N.m

$x=345$ mm $\rightarrow M_f = - 367,5$ N.m

Zone 3 : $M_f = (- RA \times x) + T_1 \times (x-145)$ avec : $345 \leq x \leq 515$

Pour : $x =345$ mm $\rightarrow M_f = - 367,5$ N.m

$x= 515$ mm $\rightarrow M_f = - 367,5$ N.m

Zone 4 : $M_f = (- RA \times x) - T_1 \times (x - 145) + T_2 \times (x - 345) + T_3 \times (x-515)$ avec : $515 \leq x \leq 715$

Pour : $x=515$ mm $\rightarrow M_f = - 367,5$ N.m

$x=715$ mm $\rightarrow M_f = - 217,5$ N.m

Zone 5 : $M_f = (- RA \times x) + T_1 \times (x - 145) + T_2 \times (x - 345) + T_3 \times (x- 515) + T_4 \times (x- 715)$

Avec : $715 \leq x \leq 860$

Pour $x = 715$ mm $\rightarrow M_f = - 217,5$ N.m

$x= 860$ mm $\rightarrow M_f = 0$ N.m

➤ Calcul du moment de torsion M_t

$$M_t = G \times \theta \times I_0 \text{ Nm}$$

G : module d'élasticité transversal (MPa).

θ : angle unitaire de torsion.

I_0 : moment quadratique

On a aussi $Mt = C = P/\omega$ avec : $\omega = \pi \times N/30$

C : couple moteur (Nm).

P : puissance moteur (Kw).

N : vitesse de rotation (tr/min).

ω : vitesse angulaire (rad/s).

Calcul de la vitesse angulaire et de couple moteur : on a $v = \omega \times R \rightarrow \omega = v/R$

Avec $R=0,1m$ et $v= 0.114$ m/s (données prise sur le convoyeur existant).

v : vitesse linéaire m/s.

R : rayon de la poulie en mm.

On a aussi $C = F \times R$

Définition de la force de traction F :

Pour une vitesse constante on a $f_{\max} = \mu_c \times Fa$ avec $Fa = m \times g$ N

f_{\max} : force de frottement cinétique(N).

μ_c : coefficient de frottement cinétique qui dépend de la nature des surfaces.

Fa : force appliqué ($m \times g$ où m : masse de n carreaux (kg), et g : force de gravité (N/kg)).

Application numérique :

$\omega = 1,14$ rad/s à partir de ω nous allons définir la vitesse de rotation N pour pouvoir choisir le moteur adéquat avec le couple et la puissance adéquate.

$$\omega = \pi N/30 \rightarrow N = 30 \omega/\pi \rightarrow N = 10,89 \text{ rad/s}$$

$N = 11$ tr/min d'après la vitesse de rotation on trouve sur le marcher plusieurs motoréducteur on a choisit SIMENS voir chapitre II.

$N_1 = 43$ tr/min (vitesse de rotation de sortie du motoréducteur).

$C_m = 287$ Nm (couple maxi de sortie du motoréducteur).

$P = 1,3 \text{ kW}$ (puissance du motoréducteur).

Vérification et comparaison la vitesse angulaire ω_1 avec (1)

$$\omega = \pi \times N_1/30 \rightarrow \omega_1 = \pi \times 43/30 \rightarrow \omega_1 = 4,5 \text{ rad/s} \quad \omega_1 > \omega$$

ω_1 : vitesse angulaire à partir de N_1 .

On a $V_1 = R \times \omega \rightarrow V_1 = 0,45 \text{ m/s}$ on remarque $V_1 > V$

Avec V_1 : vitesse linéaire à partir du motoréducteur.

D'après les calculs on remarque qu'il n'y a pas une grande différence entre les valeurs données et celle prise sur le motoréducteur d'où ce dernier convient à notre convoyeur.

On déduit le moment de torsion $M_t = C = 287 \text{ N.m}$

III.3 Calcul du diamètre de l'arbre par deux méthodes

Méthode 1 :

- On va appliquer la condition de résistance pour chaque sollicitation puis calculer le diamètre, pour un acier mi-durs $320 \leq R_e \leq 520 \text{ MPa}$, $s = 3$, Avec : $R_{pe} = R_e/s$; et $R_{eg} = 0,7 \times R_e$

✚ Calcul du diamètre de l'arbre à partir du moment fléchissant $|M_f|_{\max} = 367,5 \text{ N.m}$

La formule de condition de résistance à la flexion $\sigma = |M_f|_{\max} / (I_0/V) \leq R_{pe}$

On a $I_0 = \pi d^4/32$ et $V = d/2$

R_{pe} : résistance pratique de limite élastique MPa

R_e : limite élastique du matériau MPa

S : coefficient de sécurité (sans unité) (on prend $s = 3$)

I_0 : moment quadratique

V : rayon de l'arbre

Application numérique :

$R_{pe} = 173,33 \text{ MPa}$

$$d \geq [(|Mf|_{\max} \times 16) / \pi \times R_{pe}]^{1/3}$$

D'où $d \leq 24,77 \text{ mm}$ donc $\boxed{d = 22 \text{ mm}}$.

✚ Calcul du diamètre à partir de l'effort tranchant T :

La formule de condition de résistance au cisaillement : $\tau \leq T / S \leq R_{pg}$ avec $S = \pi \times d^2 / 4$

Pour un acier mi-durs : $R_{pg} = R_{eg}/s$ $320 \leq R_e \leq 520 \text{ (MPa)}$

τ : contrainte de cisaillement (MPa).

T : effort tranchant maxi

S : section de l'arbre

R_{pg} : résistance pratique au glissement (MPa).

R_{eg} : résistance élastique au glissement (MPa).

s : coefficient de sécurité (sans unité).

Application numérique :

$$d \geq (4 \times T / \pi \times \tau)^{1/2}$$

$$d \geq 14,8 \rightarrow \boxed{d = 15 \text{ mm}}$$

✚ Calcul du diamètre de l'arbre à partir du moment de torsion Mt_{\max} :

Formule de condition de résistance à la torsion $\tau = |Mt|_{\max} / (I_0/V) \leq R_{pe}$

$$d \geq [(|Mt|_{\max} * 16) / \pi * R_{pe}]^{1/3}$$

$$d \geq 20,35 \rightarrow d = 21 \text{ mm}$$

Méthode 2 :

- On va se ramener à une sollicitation équivalente simple en combinant les deux moments, flexion et torsion, on **obtient un moment idéal**.

Pour se faire on va appliquer la formule de Tresca (Coulomb); (pour un l'acier).

Calcul du moment idéal M_i

$$M_i = (M_f^2 + M_t^2)^{1/2} \rightarrow M_i = \text{N.m}$$

$$d \geq [(|M_i| * 16) / \pi * R_{pg}]^{1/3}$$

$$d \geq 23,93 \text{ mm} \rightarrow d = 28 \text{ mm}$$

III.4 Poulies et courroies trapézoïdales

III.4.1 Calcul pratique d'une transmission par courroie trapézoïdale

Pour notre système nous avons des données présent à partir de l'usine tel que la hauteur H du convoyeur, sa largeur L_A et sa longueur L_G ainsi que le diamètre des poulies D (mm) et la vitesse linéaire V m/s.

On à :

$$V = 0,114 \text{ m/s d'où } \omega = V/R \rightarrow \omega = 1,04 \text{ rad/s}$$

$$D = 200 \text{ mm}, H = 800 \text{ mm}, L_A = 960 \text{ mm}, L_G = 3000 \text{ mm}$$

III.4.2 Calcul de la longueur de la courroie

Nous avons calculé précédemment le diamètre de l'arbre $d = 28 \text{ mm}$, pour l'arbre de notre système nous allons prendre $d = 30 \text{ mm}$ pour une résistance optimal et selon les roulements auto-aligneurs.

On prendra l'entraxe à approximatif : $e = 1800 \text{ mm}$

Application de la relation (1) pour calculer la longueur théorique

$$L = 2e + \pi/2 \times (D + d) / (D - d)^2 \text{ dans notre cas } D = d$$

$$L = 2e + \pi/2 \times 2D$$

Application numérique :

$$L = 2(1800) + 3,14/2 * 400 \rightarrow L = 4228 \text{ mm}$$

Nous allons voir les longueurs choisit par les constructeur dans les abaqués (voir annexe II.7) puis on en choisira une pour enfin calculer l'entraxe.

D'après les valeurs du tableau (annexe II.7) $L = 4465 \text{ mm}$.

D'où l'entraxe est calculé comme suit :

$$e = [L - \pi/2 \times 2D] / 2$$

Application numérique :

$$e = 1918,5 \text{ mm}$$

III.5 Etude de conception du bras de descente

Le bras de descente est présenté comme suit, (figure III.44).

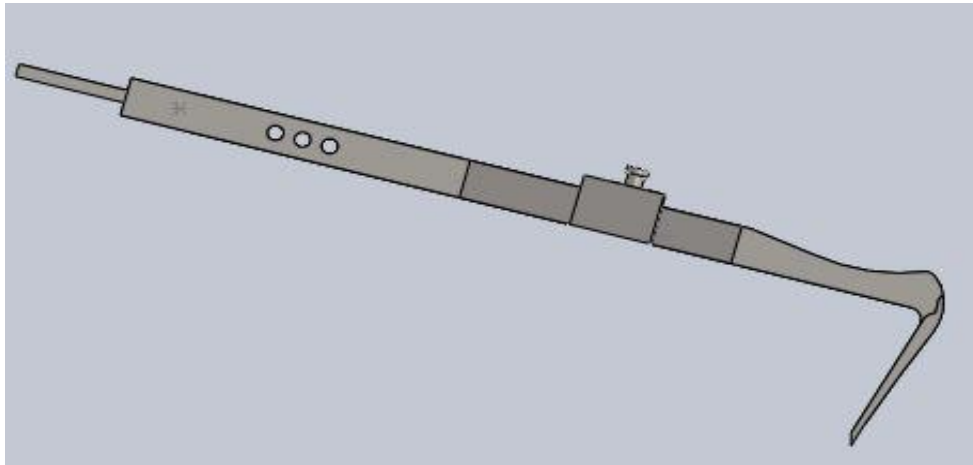


Figure III.44 le bras de descente.

L'objectif de l'étude de ce bras est de déterminer le poids P_1 (figure III.44) qui donnera la possibilité de faire descendre le carreau dès son arrivée sur ce bras, et permettra la montée de ce dernier une fois le carreau retourné et entraîné vers une autre machine.

Pour ce faire nous avons suivis les étapes suivantes :

a) Détermination de l'action du carreau sur le bras au moment du contact comme illustré sur la figure suivante.

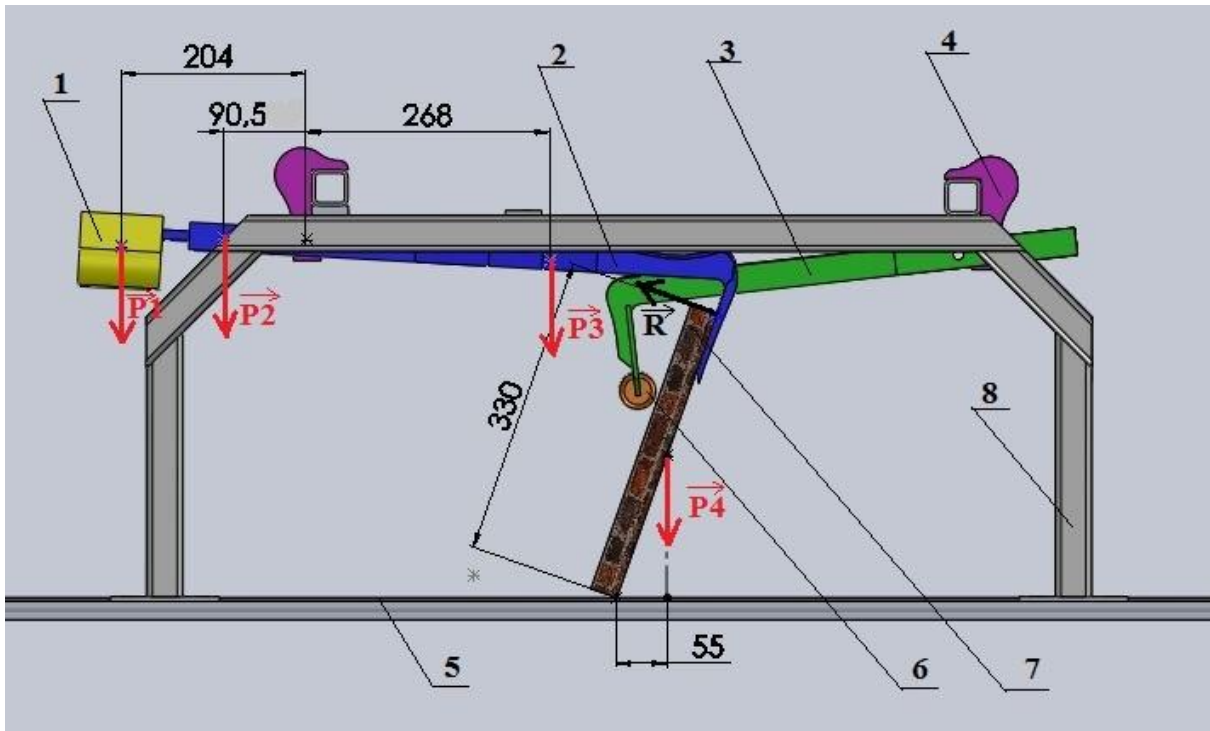


Figure III.45 Moment de pose du carreau sur le bras.

- | | |
|-----------------------|----------------------|
| 1 - Contre poids | 5 - les courroies |
| 2 - Bras de descente | 6 - galet |
| 3 - Bras de récepteur | 7 - le carreau |
| 4 - crochet | 8 - structure soudée |

Sous l'action du poids du carreau (P_4), le bras réagira suivant R .

Les données :

La longueur du carreau $L = 330$ mm.

Le poids du carreau $P_4 = 7.5$ kg.

La distance entre le point de contact du carreau et le point de projection du poids P_4 sur l'axe (x), est égale à $X = 55$ mm.

En utilisant la loi du bras de levier, on définira la réaction R_r :

$$\sum M(R_r) / x = \sum M(P_4) / x.$$

$$R_r \times L = P_4 \times X \rightarrow R_r = P_4 \times X / L$$

Application numérique :

$$R = 7.5 \times 55 / 330 \rightarrow \boxed{R = 1.25 \text{ kg}}$$

- a) Déterminations des centres de gravité des parties du bras de descente, à gauche notée A à droite notée B et le centre de gravité du contre poids, en utilisant le logiciel solidworks™ (figure III.46).

La partie A, représente le poids du bras (2) noté P2, distant de 90.5 mm du point de l'articulation C. La partie B, représente le poids du bras (3) noté P3, distant de 268 mm du point de l'articulation C. Le contre poids est noté P1, distant de 204 mm de l'articulation C.

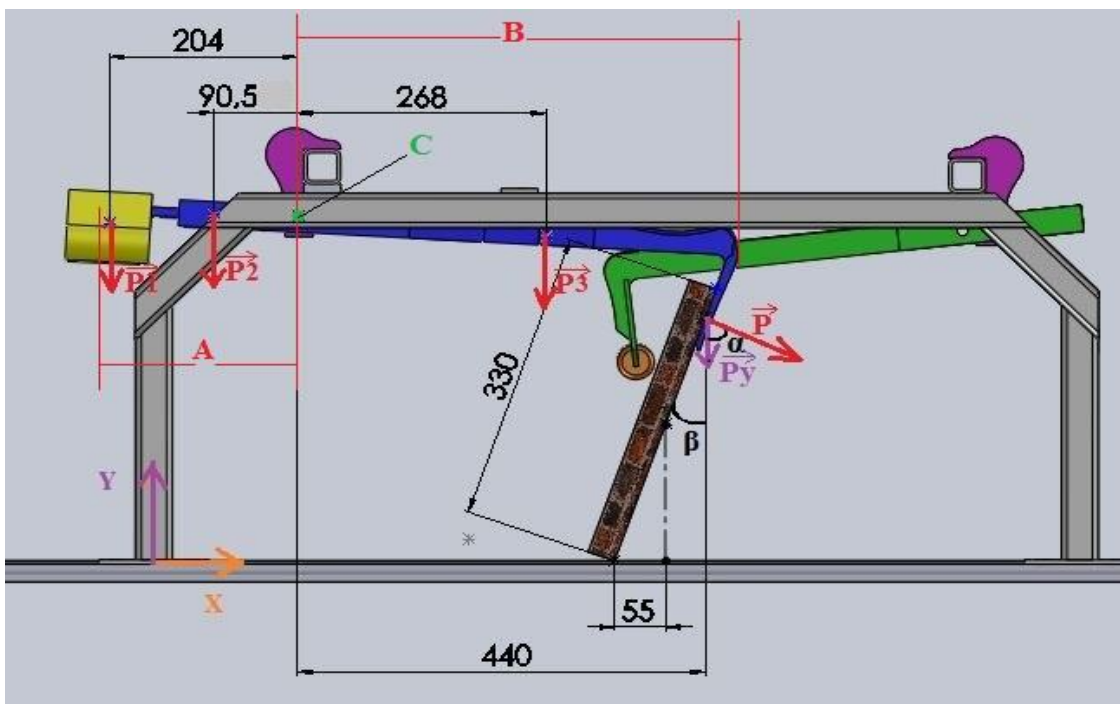


Figure III.46 Centres de gravité des parties du bras de descente.

III.5.1 L'étude de l'équilibre du bras de descente

Le système exige deux conditions pour qu'il fonctionne correctement, qui sont traduites par deux équations :

Première condition : application de l'équation du bras de levier

$$\sum M (P_{\text{ext}}) / C < \sum M (P_{\text{ext}}) / C \rightarrow (P1 \times d1) + (P2 \times d2) < (P3 \times d3) + (Py \times dy) \quad (1)$$

Les données : D1 = 204 mm; d2 = 90.5 mm; d3 = 268 mm; dy = 440 mm

$$P2 = 0.5 \text{ kg} ; P3 = 1.8 \text{ kg} ; P = R = 1.25 \text{ kg}$$

Détermination de P_y :

$$\cos \alpha = P_y / P \quad (2)$$

On fait une translation des vecteurs P et P_y :

On trouve $\alpha = 90^\circ - \beta$ avec $\cos \beta = 310 / 330 = 0.94 \rightarrow \beta = 20^\circ$ d'où $\alpha = 90 - 20 = 70^\circ$

De l'équation (2) $P_y = P \cos \alpha$

Application numérique :

$$P_y = 1.25 \times 0.34$$

$$P_y = 0.43 \text{ kg}$$

On remplace la valeur de P_y dans l'équation (1) on trouve :

$$P_1 < (P_3 \times d_3) + (P_y \times d_y) - (P_2 \times d_2) / d_1$$

$$P_1 < (1.8 \times 268 + 0.43) \times (440 - 0.5 \times 90.5) / 204$$

$$P_1 < 626.35 / 204$$

$$P_1 < 3.07 \text{ kg}$$

Le poids P_1 qui donnera la possibilité de faire descendre le carreau dès son arrivée sur le bras de descente est inférieure à 3.07 kg.

La deuxième condition : le retour du bras de descente grâce au contre poids

Application du bras de levier

$$\sum M (P_{\text{ext}}) / C > \sum M (P_{\text{ext}}) / C \rightarrow (P_1 \times d_1) + (P_2 \times d_2) > (P_3 \times d_3)$$

$$P_1 > (P_3 \times d_3 - P_2 \times d_2) / d_1$$

Application numérique : $P_1 > (1.8 \times 268 - 0.5 \times 90.5) / 204$

$$P_1 > 437 \times 15 / 204$$

$$P_1 > 2.14 \text{ kg}$$

Le poids P_1 qui permettra la montée du bras de descente une fois le carreau retourné et entraîné vers une autre machine doit être supérieur à 2.14 kg.

Les performances des systèmes techniques sont constamment améliorées, en optimisant leurs constituants, leurs architectures et leurs fonctions.

Le développement des méthodes numériques, liées elles mêmes à celui des ordinateurs permet le traitement de modèles à paramètres multiples en cernant la réalité de plus en plus près. [8]

Dans ce chapitre, nous allons présenter le modèle 3D de notre système puis nous allons faire une simulation du comportement de quelques organes constituant notre système de retournement de carrelage sous l'effet des charges, à l'aide du logiciel solidworks™.

IV.1 Création du modèles 3D et Simulation

IV.1.1. Les bras de retournements

Les deux bras sont montés sur la structure métallique par une liaison pivot. Les bras peuvent être fabriqués en différentes épaisseurs, dans notre cas on utilise une tôle de 5mm d'épaisseur. Pour cela il nous faut assigner un matériau à nos pièces. Le matériau généralement utilisé pour ce genre de pièces est un acier non allié.

IV.1.1.1. Simulation du bras récepteur

Avant de faire la simulation du bras récepteur sous charges, nous avons d'abord défini l'emplacement des charges appliquées puis leurs valeurs, comme suit :

On a deux surfaces chargées, pour que le poids du carreau (2) qui est égal à 7,5 Kg et une géométrie fixe en (1), (figure IV.47).

Étapes de simulation :

- a) choisir un matériau : acier non allié S235
- b) fixation appliquées : géométrie fixe sur la face (1)
- c) Chargement externe : la pièce est soumise au chargement du carreau par une force $F=75N$.
- d) Création de maillage : type standard.
- e) Exécution de la simulation.

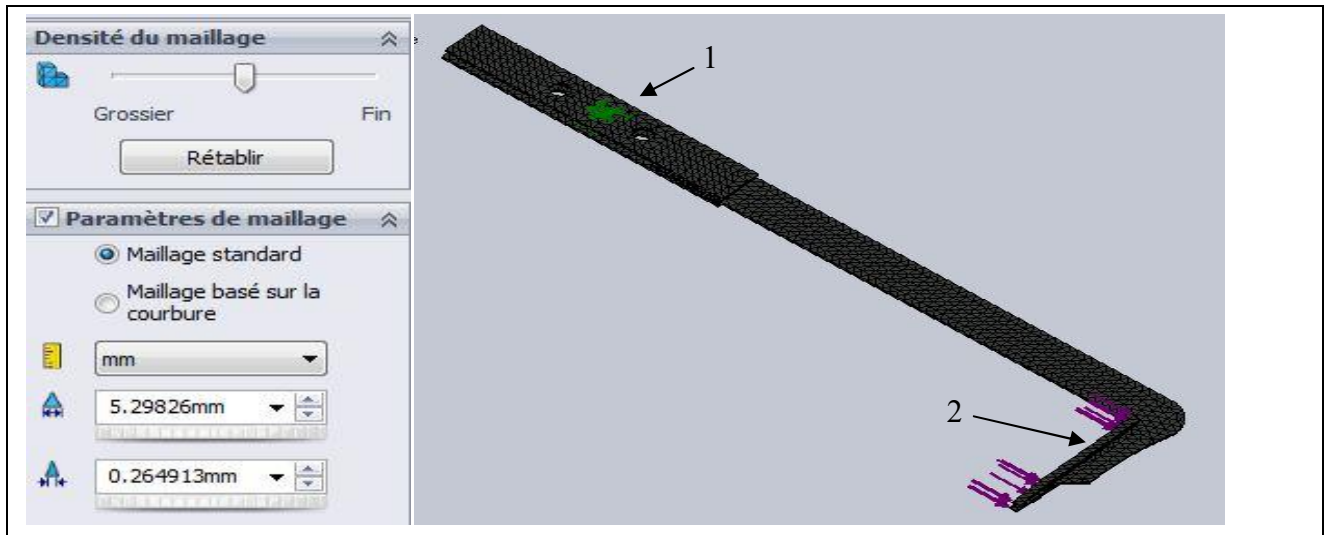


Figure IV.47 Maillages triangulaires de type standard du bras de récepteur, avec indication des caractéristiques de réglage du maillage.

Le tableau suivant indique les détails de la pièce étudié ou nous remarquons un nombre de nœuds 17107 et un nombre d'élément de 9076 l'homogénéité du maillage type standard triangulaire à voisine 97,5%.

Tableau IV.17 Détail de l'étude de la pièce.

Nom de détail	Caractéristique
Type de maillage	Volumique
Nombre d'élément	9076
Nombre de nœud	17107
Homogénéité	97.5
Temps de maillage (s)	5

Résultats de l'étude :

Après simulation du bras, les résultats de l'analyse, donne un coefficient de sécurité minimal est égal à 22, (figure IV.48)

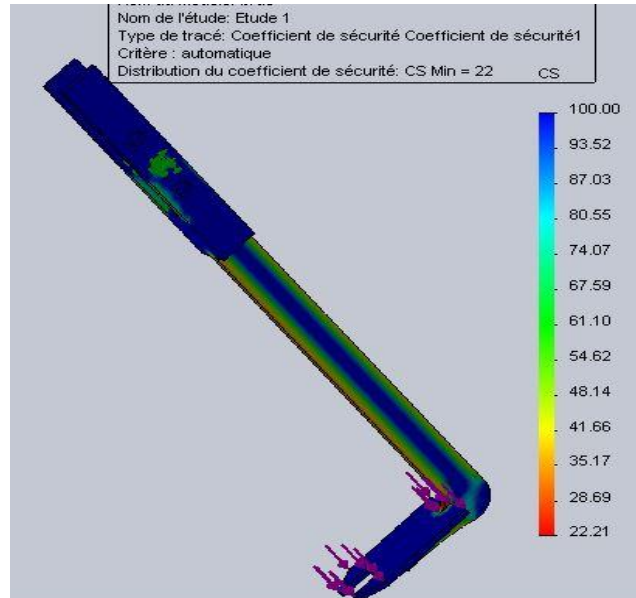


Figure IV.48 Distribution du coefficient de sécurité.

Résultats du déplacement global :

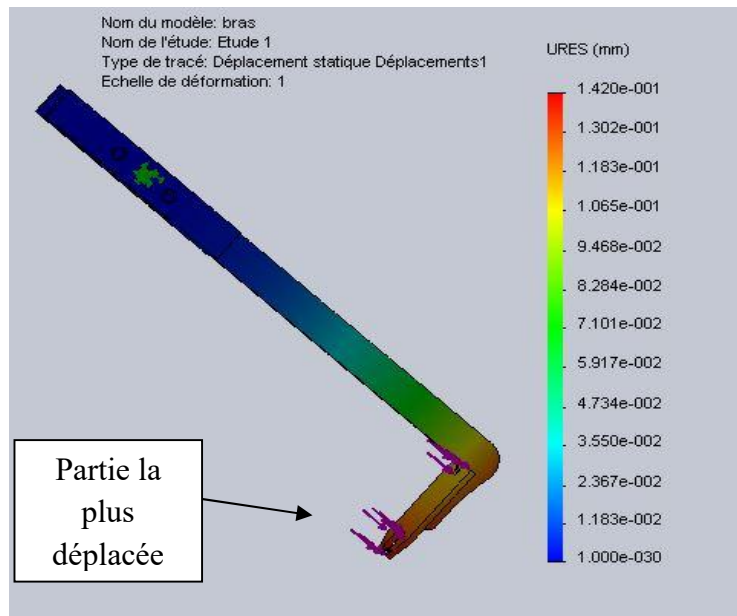


Figure IV.49 Déplacement global du bras de descente.

Dans la zone sollicitée (figure IV.49), on remarque un léger déplacement de 0,1420 mm, ce qui est évident, c'est le déplacement max qui se situe là où s'applique l'effort, ça reste une valeur peu influente sur l'endommagement de la pièce.

IV.1.1.2. Simulation du bras de descente

Pour faire l'étude de simulation du bras de descente, nous avons appliqué la même démarche que, pour le premier.

- les charges appliquées sur l'emplacement (2) et (3) est la charge du carreau, qui est égal à 7.5 kg (figure IV.50).

Étapes de simulation

- a) choisir le matériau: acier non allié S235.
- b) fixation appliqués : géométrie fixe sur la face (1).
- c) Chargement externe : la pièce est soumise au chargement de carreau par une force, $F= 75N$.
- d) Création de maillage, type standard.
- e) Exécution de la simulation.

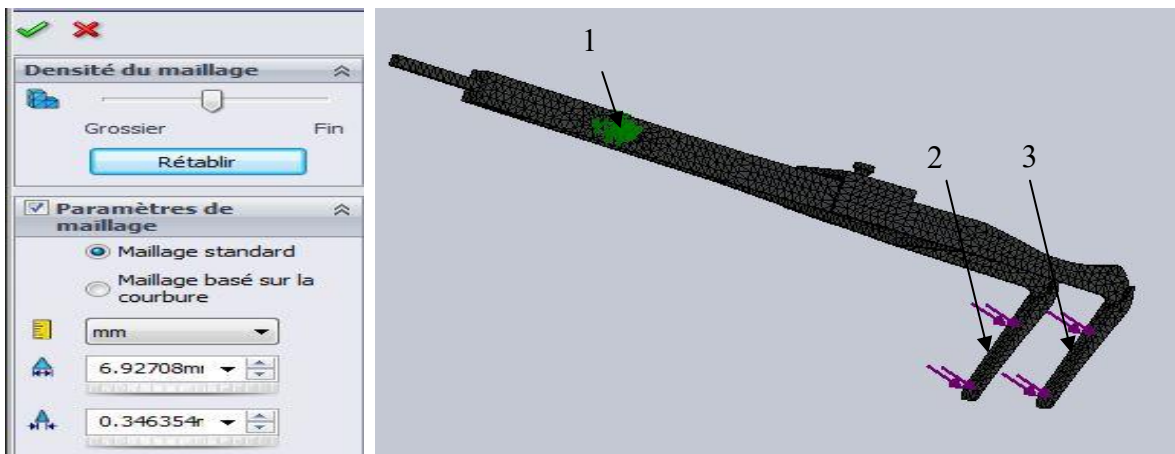


Figure IV.50 Maillages triangulaires de type standard de bras de descente, avec indication de caractéristiques du réglage du maillage.

Le **tableau IV.18**, indique les détails de la pièce étudié, où nous remarquons particulièrement un nombre de nœuds 19511 et un nombre d'élément de 9564 l'homogénéité du maillage type standard triangulaire à voisine 94,4%.

Tableau IV.18 Détail de la pièce après simulation.

Nom de détail	Caractéristique
Type de maillage	Volumique
Nombre d'élément	9564
Nombre de nœud	19511
Homogénéité	94.4
Temps de maillage (s)	5

Résultat de l'étude :

Après simulation du bras de descente, les résultats de l'analyse, donne un coefficient de sécurité minimal égal à 16, (figure IV.51)

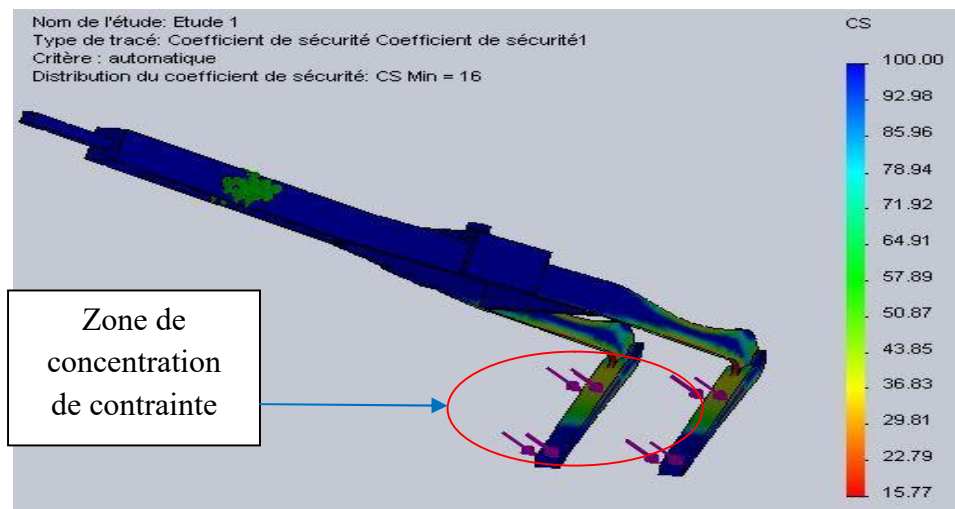


Figure IV.51 Coefficient de sécurité du bras de descente.

Résultats du déplacement global :

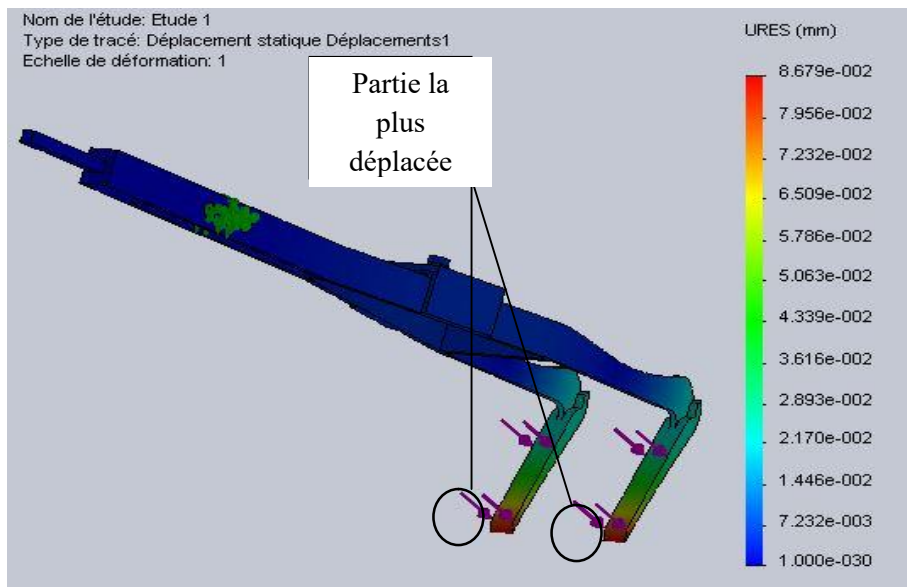


Figure IV.52 Déplacement global du bras.

Dans la zone sollicitée (figure IV.52), on remarque un léger déplacement de 0.08679mm, ce qui est évident, c'est le déplacement max qui se situe là où s'applique l'effort, ça reste une valeur peu influente sur l'endommagement de la pièce.

IV.1.2. Simulation du crochet

Pour faire l'étude de simulation du crochet du bras de descente, nous aurons besoin d'abord de définir les charges appliquées sur les différents emplacements de ce crochet comme suit (figure IV.53) :

- Les charges appliquées sur l'emplacement (2)
 - La charge de bras de descente 2,5 kg.
 - La charge max du contre poids 3 kg.
 - La charge du carreau 7,5 Kg

D'où la somme des charges appliquées sur la section (3) est :

$$\sum Q = 2.5 + 3 + 7.5 = 12.5 \text{ kg}$$

On prend 13 kg comme valeur maximal

Étapes de simulation :

- a) Choisir le matériau : acier non allié S235
- b) fixation appliqués : géométrie fixe sur les surfaces (1) (2) et (3).
- c) Chargement externe : la pièce est soumise au chargement de carreau et du bras de descente sur la surface (4), par un chargement de palier, $F = 130\text{N}$.
 - Chargement de palier : $F = 130\text{ N}$
- d) Création de maillage : type standard
- e) Exécution de la simulation.

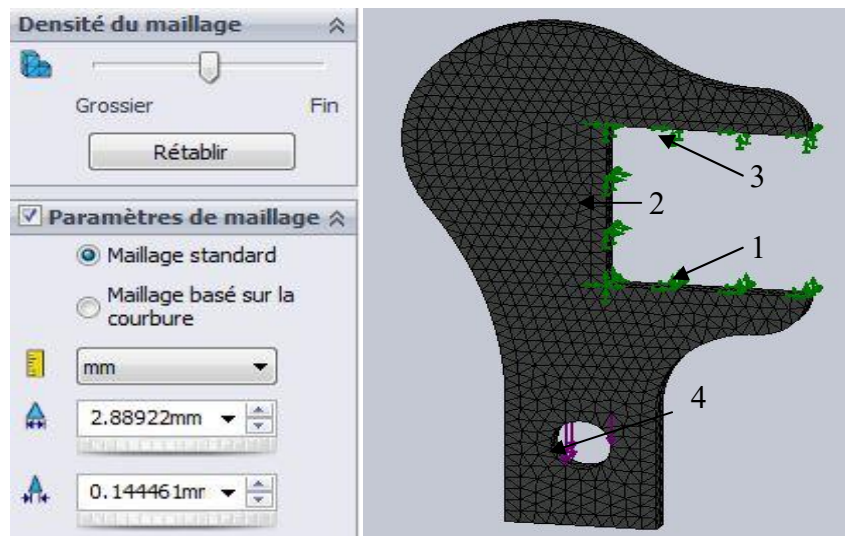


Figure IV.53 Maillages triangulaires de type standard du crochet de bras de descente, avec indication de caractéristiques du réglage du maillage.

Le tableau suivant indique les détails de la pièce étudiée ou nous remarquons un nombre de nœuds 13090 et un nombre d'éléments de 7451 l'homogénéité du maillage type standard triangulaire à voisine 99,8%

Tableau IV.19 Détail de la pièce après simulation.

Nom de détail	Caractéristique
Type de maillage	Volumique
Nombre d'éléments	7451
Nombre de nœud	13091
Homogénéité	99.8
Temps de maillage (s)	3

Résultats de l'étude :

Après simulation du crochet, les résultats de l'analyse, donne un coefficient de sécurité minimal égal à 45, (figure IV.54)

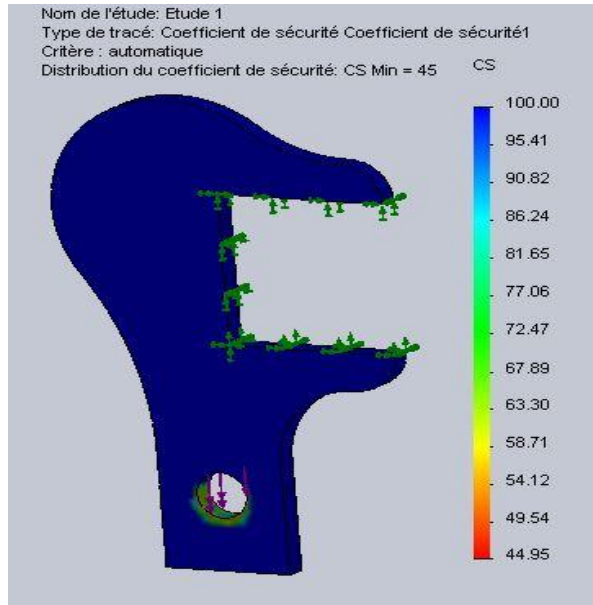


Figure IV.54 Coefficient de sécurité.

Résultats du déplacement :

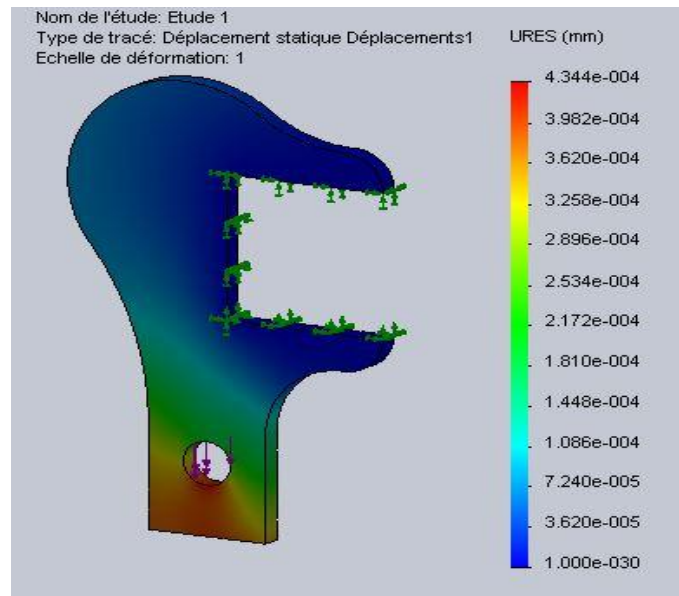


Figure IV.55 Déplacement globale du crochet.

Dans la zone sollicitée (figure IV.55), on remarque un léger déplacement de 0.04344mm, qu'est le déplacement max qui se situe là où s'applique l'effort, et qui est d'une valeur peu influente sur l'endommagement de la pièce.

IV.1.3. Simulation de l'arbre

Pour faire l'étude de simulation de l'arbre qu'on a dimensionné précédemment, (chapitre III) où le diamètre est égal à 30 mm. Nous avons d'abord défini l'emplacement des charges appliquées sur l'arbre (figure IV.56).

Étapes de simulation :

- Choisir un matériau : acier faiblement allié (20 Ni Cr Mo S2-2).
- Fixation appliquées : géométrie fixe sur les faces (1) (2).
- Chargement externe : la pièce est soumise au chargement de la tension des courroies, par un chargement de palier, $F = 750 \text{ N}$ sur les surfaces (3), (4), (5) et (6).
- Création de maillage : type standard.
- Exécution de la simulation.

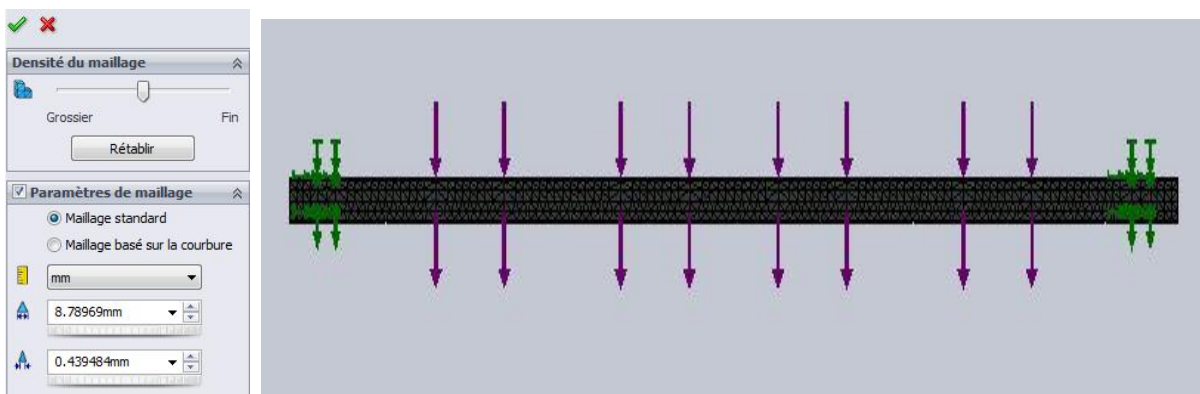


Figure IV.56 Maillages triangulaires de type standard de crochet de l'arbre tournant, avec indication de caractéristiques du réglage du maillage.

Le tableau IV.20, indique les détails de la pièce étudiée où nous remarquons particulièrement un nombre de nœuds 13105 et un nombre d'éléments de 7993 l'homogénéité du maillage type standard triangulaire à voisine 99,8%.

Tableau IV.20 Détail de l'étude après simulation.

Nom de détail	Caractéristique
Type de maillage	Volumique
Nombre d'élément	7993
Nombre de nœud	13105
Homogénéité	99.8
Temps de maillage (s)	3

Résultats de l'étude :

Après simulation de l'arbre, les résultats de l'analyse, donne un coefficient de sécurité minimal égal à 5,7 (figure IV.57). Dans le chapitre II, on a dimensionné l'arbre grâce aux formules RDM. On a appliqué un coefficient de sécurité égale à 3, on remarque que le coefficient de sécurité choisis est très proche de celui trouvé après simulation.

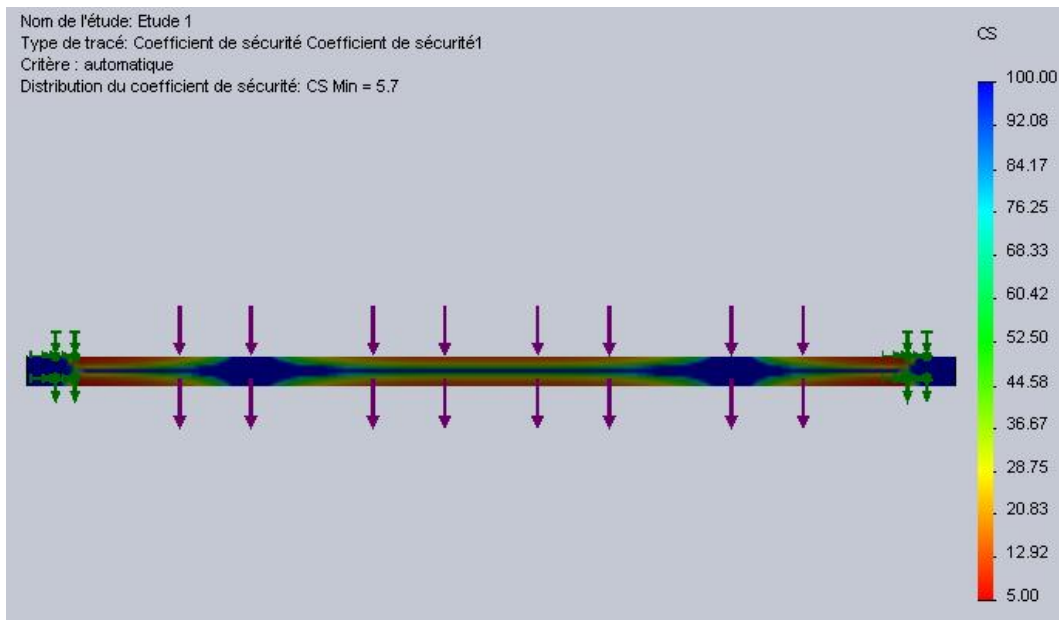


Figure IV.57 Coefficient de sécurité.

Résultats du déplacement global :

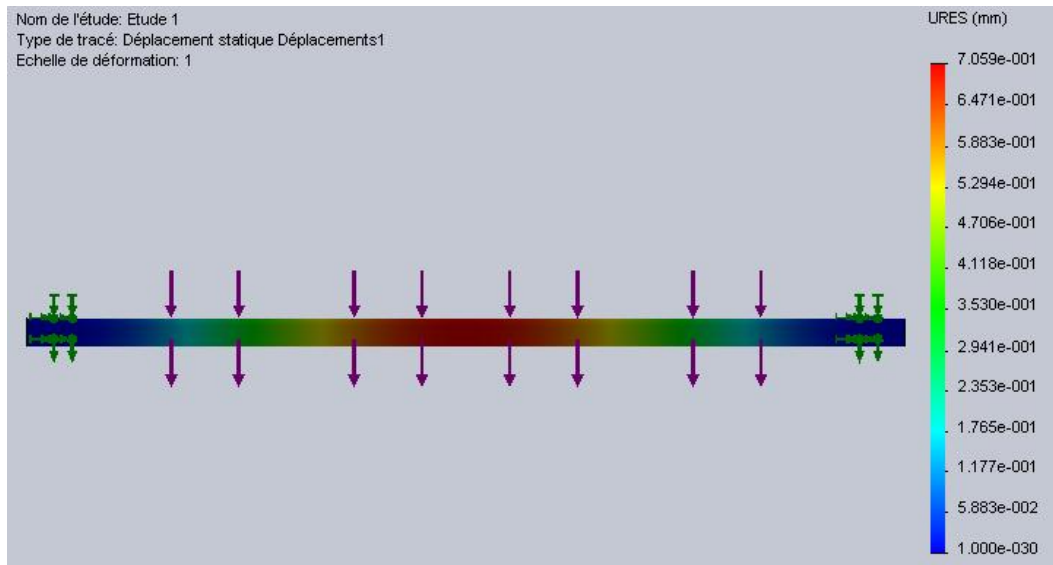


Figure IV.58 Déplacement global de l'arbre.

Dans la zone sollicitée (figure IV.58), on remarque un léger déplacement de 0.759mm, qu'est le déplacement max qui se situe là où s'applique l'effort, et qui est d'une valeur peu influente sur l'endommagement de la pièce.

IV.1.4. Le socle du système de retournement

La table de notre système, est constituée de deux parties, où chaque partie est composée de deux pièces de tôle de 5 mm d'épaisseur, en acier non allié.

La table doit être pensée de telle sorte à accueillir tous les éléments du système, c'est-à-dire :

- La structure métallique contenant les deux bras, les crochets et les contre poids.
- Les courroies, poulies et arbres de transmission.
- Les glissières ainsi que leurs supports et les carreaux.

Étude de simulation de la table du convoyeur

Avant l'étude de simulation du socle de notre système, nous avons défini l'emplacement et la valeur des charges appliquées sur les différentes surfaces d'une feuille de tôle.

Tableau IV.21 Les charges appliquées sur l'emplacement (3),

Surfaces	Organes mécanique	Poids des organes
3	Arbre	7 Kg
	poulie	5 Kg
	Carreau	7,5 Kg

La somme des charges appliquées sur la table est comme suite :

$$\sum Q = 7 + (5 \times 4) + (7.5 \times 2) = 42 \text{ kg}$$

La charge appliquée sur l'emplacement (3) est :

$$42 / 2 = 21 \text{ kg}$$

D'où cette dernière est répartie en 3 sections :

$$21 / 3 = 7 \text{ kg}$$

- Les charges appliquées sur l'emplacement (4) d'après le poids des organes qu'elle supporte (tableau IV.20)

Tableau IV.22 Les charges appliquées (poids des organes).

emplacement	Organes mécanique	Poids des organes
4	Porte glissière	6 Kg
	Glissière	7 Kg
	Carreau	7,5 Kg

D'où la somme des charges Q appliquer est égale à :

$$\sum Q = (6 \times 3) + (7 \times 4) + (7.5 \times 2) = 61 \text{ kg}$$

La charge appliquée sur une feuille de tôle est:

$$61 / 4 = 15.25 \text{ kg}$$

D'où cette dernière est répartie en 3 sections :

$$15.25 / 3 = 5.1 \text{ kg}$$

En prend 6 kg comme valeur max de la charge sur chaque emplacement.

- Les charges appliquées sur l'emplacement (5) d'après le poids des organes qu'elle supporte (tableau IV.23).

Tableau IV.23 Les charges appliquées sur l'emplacement (5).

Surfaces	Organes mécanique	Poids des organes
5	Structure soudée	30 Kg
	Bras récepteur	1,5 Kg
	Bras de descente	2,5 Kg
	Le contre poids	3 Kg
	Crochet	0,5 Kg
	Carreau	7,5 Kg

La somme des charges appliquée est comme suite :

$$\Sigma Q = 30 + (1.5 \times 2) + (2.5 \times 2) + (3 \times 2) + (0.5 \times 4) + (7.5 \times 2) = 61 \text{ kg}$$

Charge appliquée sur chaque emplacement :

$$61 / 8 = 7.5 \text{ kg}$$

- Les charges appliquées sur l'emplacement (6) :

C'est la charge appliquée sur l'emplacement (3), répartie sur 4 section :

$$21 / 4 = 5.25 \text{ kg}$$

En prend 6 kg comme charge max.

Étapes de simulation :

- a) Matériau choisit : acier non allié S235
- b) Déplacements appliqués : appui plan sur les faces (1) et (2)
- c) Chargement externe : la pièce est soumise à plusieurs chargements dans différents emplacements :
 - Chargement de palier, $F = 70 \text{ N}$ sur les trois trous de fixation du palier coulisseau tondeur (3) et $F = 60 \text{ N}$ sur les quatre trous de fixation de palier applique (6).
 - $F = 60 \text{ N}$ sur chaque emplacement (4), $F = 75 \text{ N}$ sur chaque emplacement (5).
 - $F = 1500 \text{ N}$ sur le reste des surfaces par mesure de sécurité.

- d) Création de maillage : type standard appliqué sur une partie de la table, avec indication des caractéristiques de réglage du maillage. (figure IV.59).
- e) Exécution de la simulation.

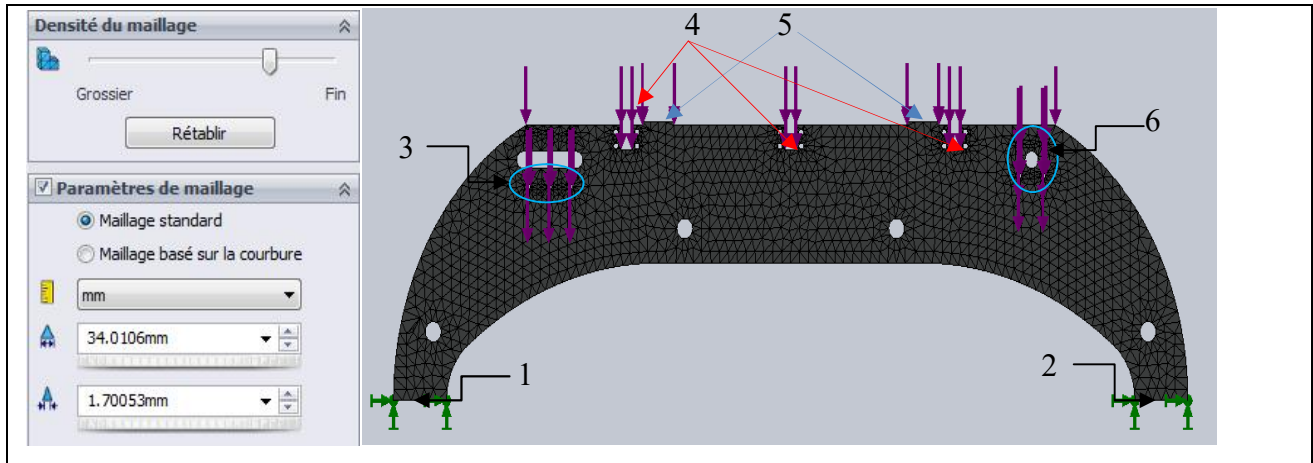


Figure IV.59 Maillage triangulaire type standard.

Le tableau suivant indique les détails de la pièce étudié, où on trouve un nombre de nœuds de 42090 et un nombre d'élément de 19734, l'homogénéité du maillage type standard triangulaire à voisine de 13%.

Tableau IV.24 Détails de la pièce étudié.

Nom de détail	Caractéristique
Type de maillage	Volumique
Nombre d'élément	19734
Nombre de nœud	42090
Homogénéité	13
Temps de maillage (s)	24

Résultats de l'étude :

Après simulation de la table, les résultats de l'analyse, donne un coefficient de sécurité minimum égal à 6,5 (figure IV.60). , ce coefficient de sécurité élevé indique que nous pouvons réduire la quantité de matière dans quelques endroits de la table du convoyeur.

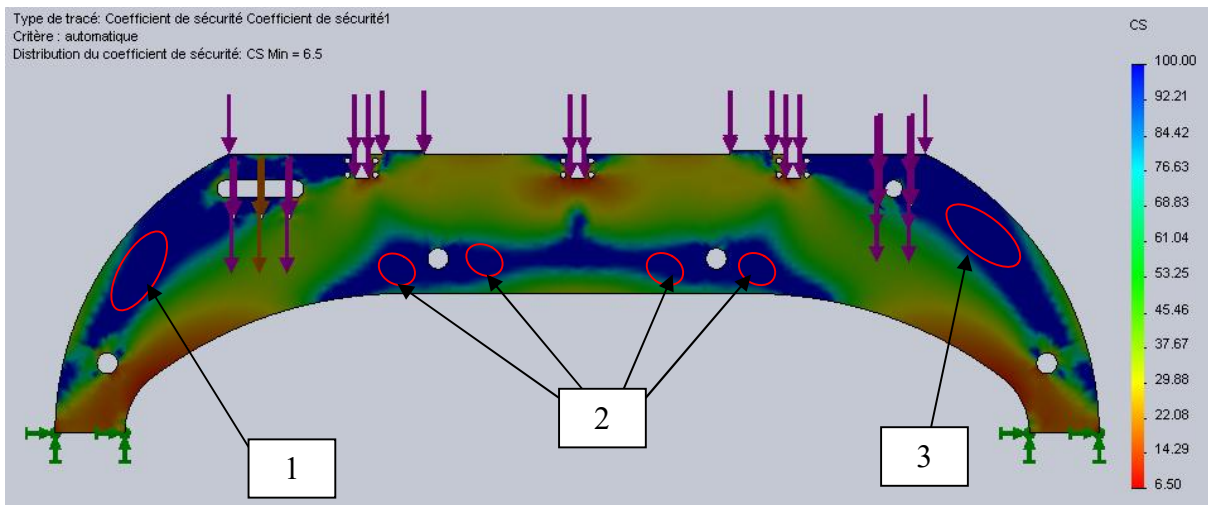


Figure IV.60 Coefficient de sécurité d'une partie de la table du convoyeur.

On remarque que globalement la structure (figure IV.60) présente une résistance très appréciable de l'ordre de 6,5. Les zones 1, 2 et 3 font références à des parties de résistance dépassant 50%, nous indiquant ainsi la possibilité d'optimiser la forme géométrique de cette pièce.

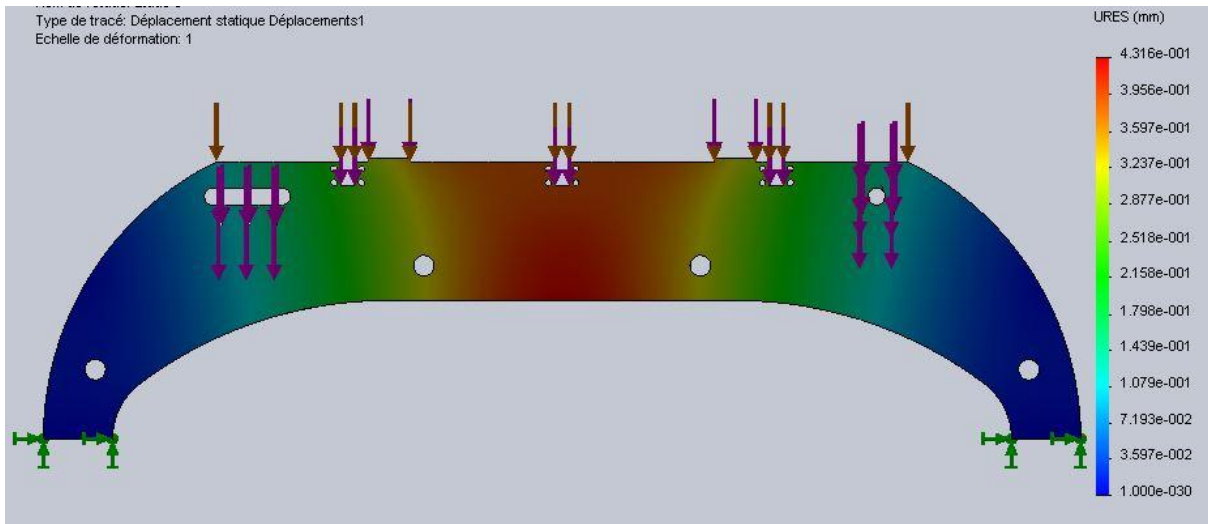


Figure IV.61 Déplacement globale de la pièce.

Dans la zone sollicitée, on remarque un léger déplacement de 0.4316mm, ce qu'est le déplacement maximum, qui se situe là où s'applique l'effort, et qui est d'une valeur peu influente sur l'endommagement de la pièce.

IV.2.1 Optimisation de la forme géométrique de la table de notre convoyeur

➤ La forme géométrique 2 :

Après la première simulation de la table, on a remarqué que la structure présente des indications de zone bleue, qui fait référence à des parties de résistance dépassant les 50, et pour cela on a optimisé la forme géométrique en enlevant de la matière au niveau de ces zones. Puis on a fait une simulation, la nouvelle forme (figure IV.62).

Résultat de l'étude

Résultat du coefficient de sécurité :

Les résultats de l'analyse, donne un coefficient de sécurité minimum égal à 5,6 (figure IV.62). Ce coefficient de sécurité reste élevé et indique que nous pouvons réduire d'avantage la quantité de matière dans quelques endroits de la table du convoyeur.

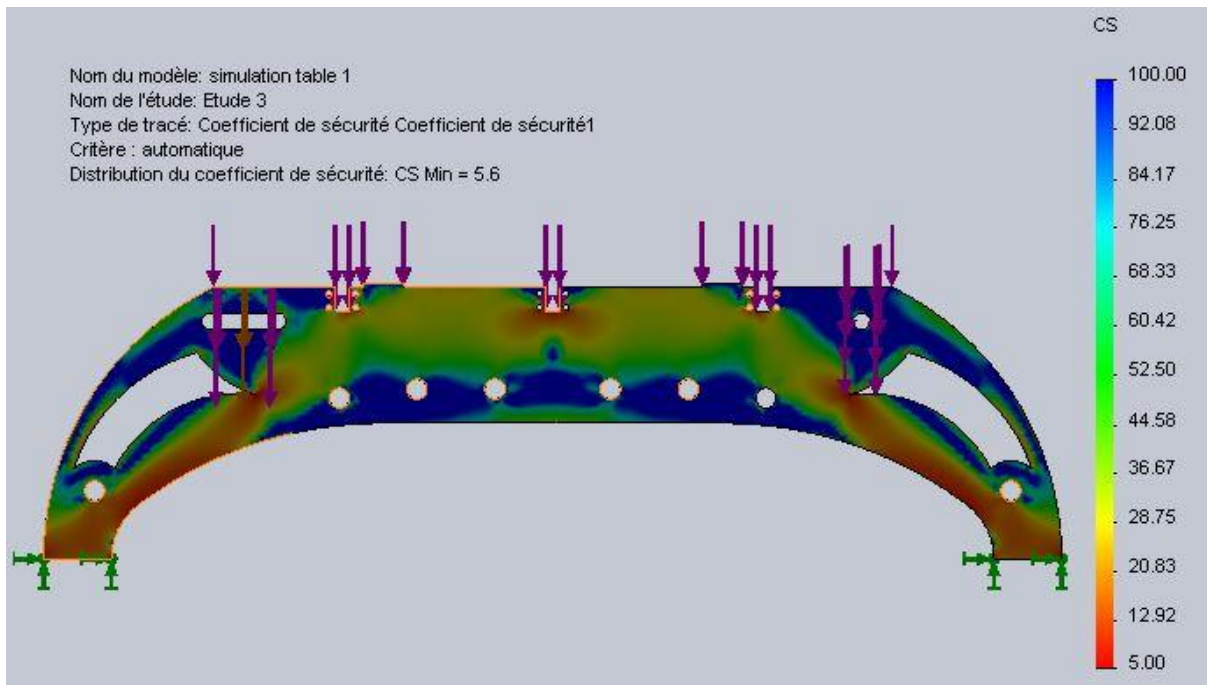


Figure IV.62 coefficients de sécurité.

Résultat globale du déplacement :

Dans la zone sollicitée couleur rouge on a obtenu un déplacement de 0,4355 mm, on remarque une léger différence de déplacement par rapport a la première simulation.

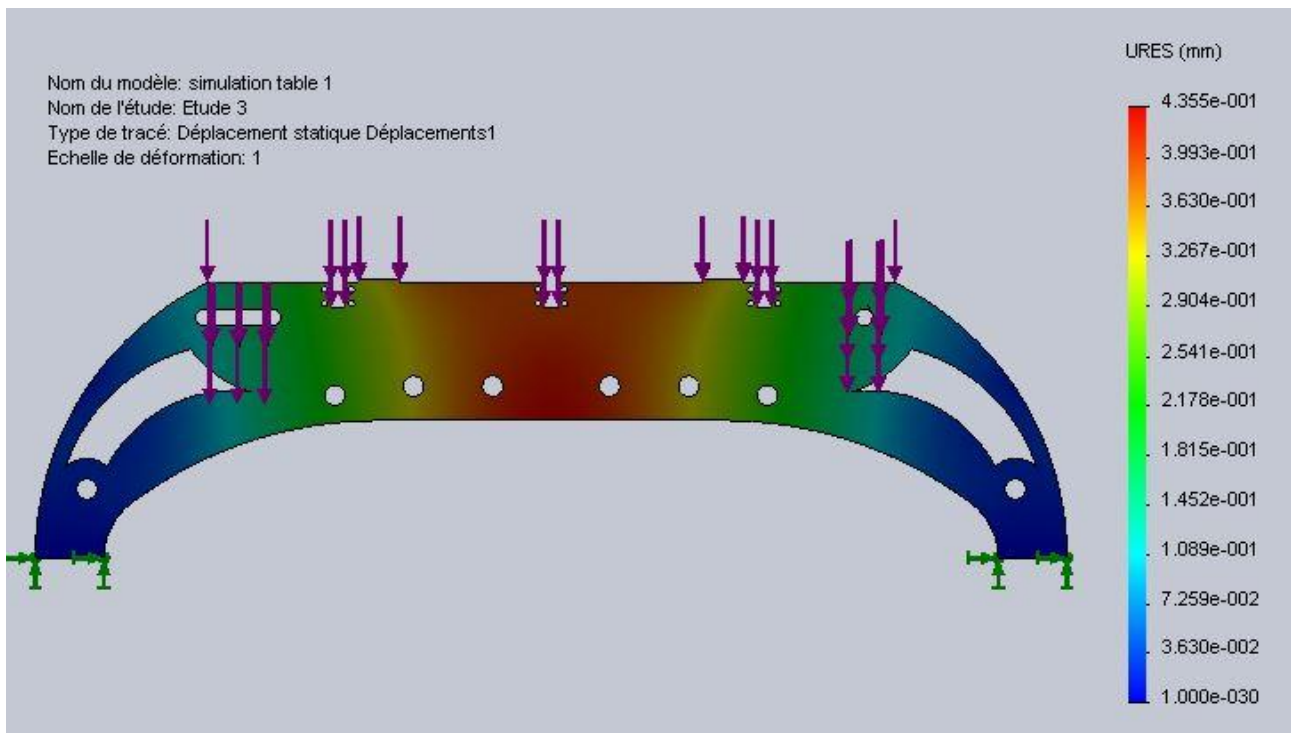


Figure IV.63 Déplacement globale de la table.

➤ La forme géométrique 3 :

Après les résultats de la simulation de la forme 1, on a constaté qu'on peut encore optimiser la forme géométrique de la table.

Résultats de l'étude :

Résultat du coefficients de sécurité :

Les résultats de l'analyse, donne un coefficient de sécurité minimum égal à 4,9 (figure IV.63). Ce coefficient de sécurité est moins élevé que le précédent, d'où une éventuelle optimisation reste possible.

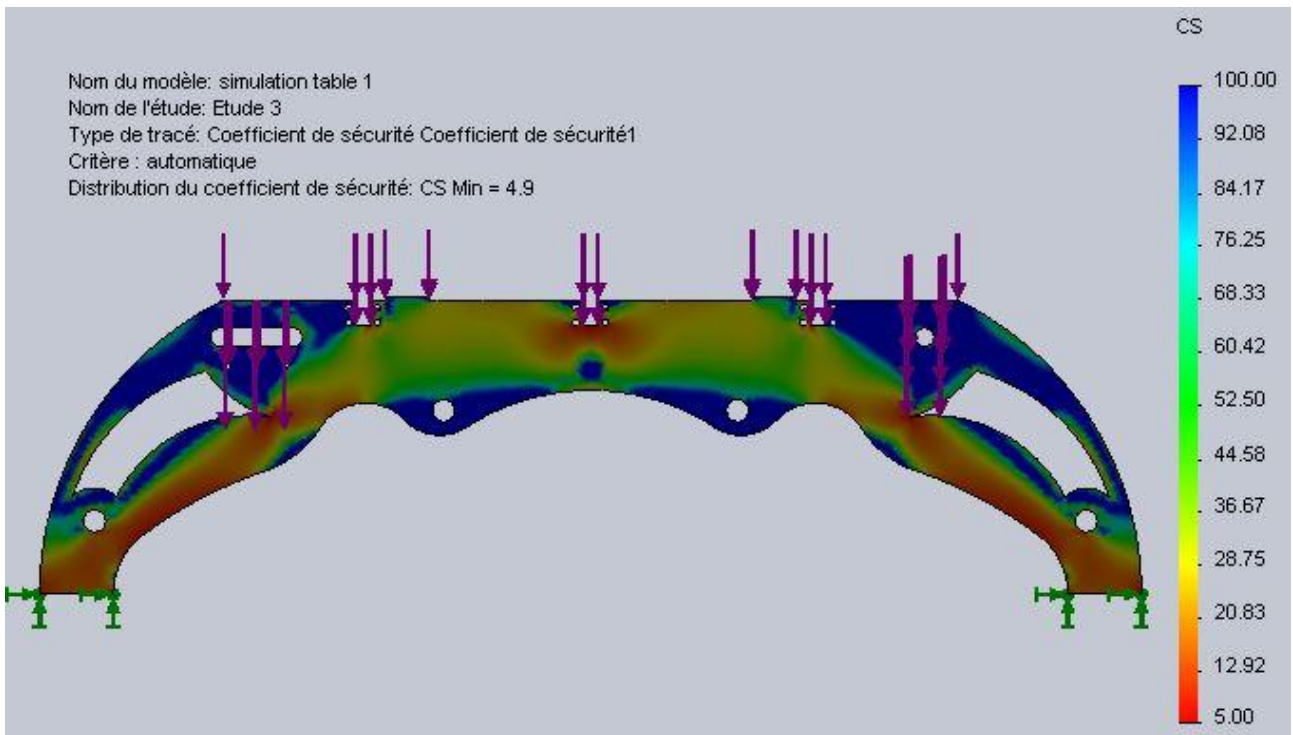


Figure IV.64 Coefficient de sécurité.

Résultats du déplacement global

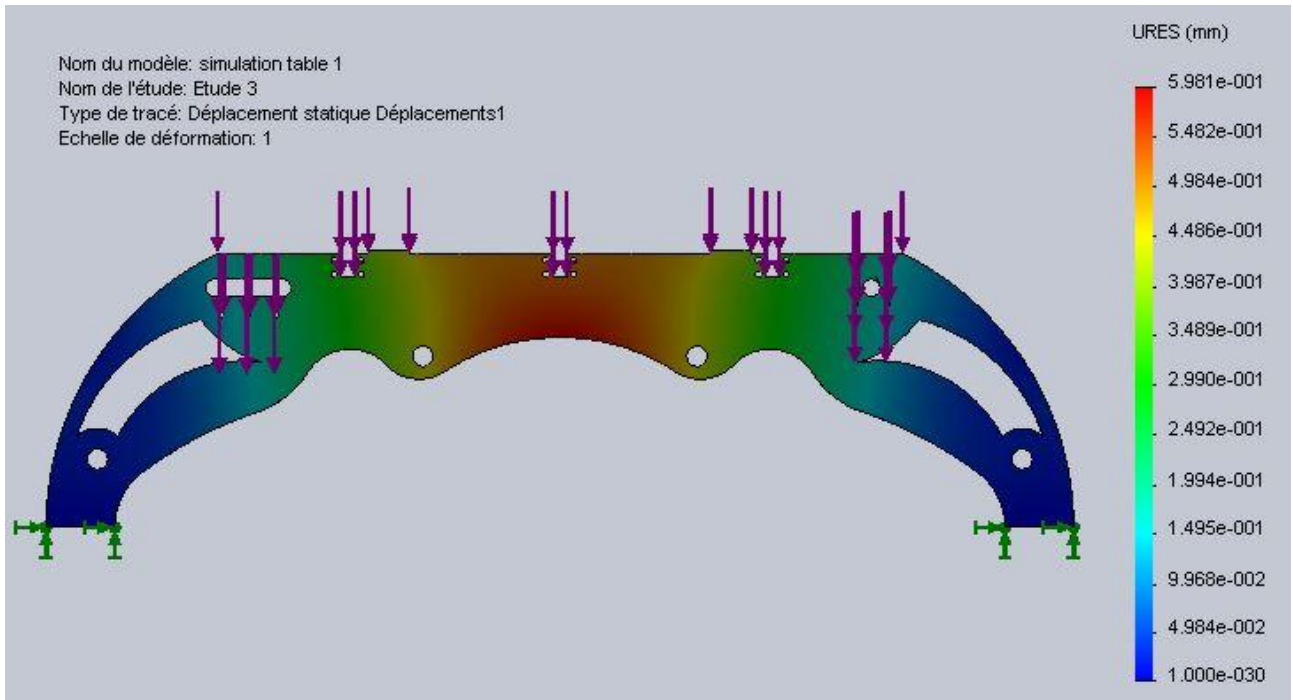


Figure IV.65 Déplacement global.

On remarque que le déplacement a légèrement augmenté à 0,5981 mm, sa reste que ce résultat n'afflue pas sur le bon fonctionnement de notre système précisément au niveau des courroies.

On a remarqué, après l'étude des différentes formes géométriques de la table, que les deux forme géométrique son convenable, la quantité de matière de la forme 1 est supérieur a la quantité de matière de la forme 3. D'où le design est totalement différent.

IV.2. Fonctionnement de notre système de retournement de carrelage

Le transfert de carreau est réalisé par un système de transmission de mouvement poulies courroie actionné par un motoréducteur (figure IV.62).

Le retournement est réalisé par quatre bras, où les deux premiers qui sont les bras récepteurs (8) sont poussés vers le haut par deux carreaux (9) grâce à la puissance de mouvement des courroies (11), puis de deux bras de descente (6) qui les reçois en position debout pour les faires retournaient grâce au galet de guidage et au poids des carreaux, ces derniers glissent sur les bras (6) qui descendent verticalement pour laisser les carreaux mener par les courroies vers la polisseuse.

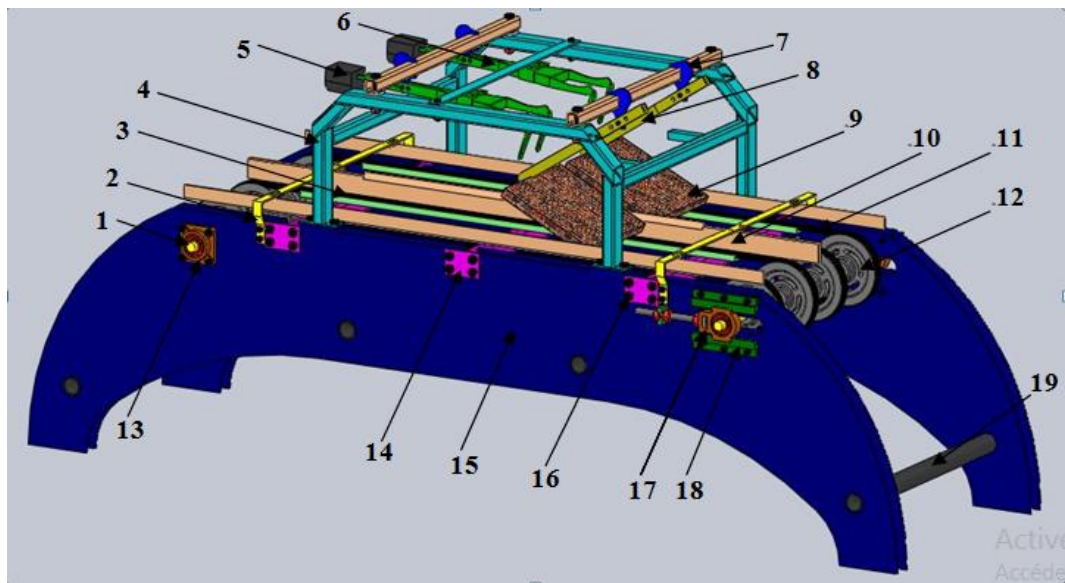


Figure IV.62 Modèle 3D de notre machine

- **Différents organes constituent notre mécanisme**

- 1- Arbre.
- 2- Porteuse des pièces de guidage.
- 3- Glissières.
- 4- structure soudée.
- 5- contre poids

- 6- bras de descente.
- 7- Crochet.
- 8- Bras récepteur.
- 9- Carreau de carrelage.
- 10- Pièce de guidage.
- 11- Courroie.
- 12- Poulie.
- 13- Palier applique.
- 14- Porteuse de glissières.
- 15- Table de convoyeur.
- 16- Vis de fixation.
- 17- Palier coulisseau tondeur avec roulement auto-aligneur.
- 18- Porte palier coulisseau tondeur.

Conclusion générale

Ce projet de fin d'étude, nous a permis de mettre en application nos connaissances acquises durant notre formation et nous a enrichis d'avantage en ce documentant.

Après mûre réflexion, on a proposé plusieurs systèmes de retournement de carrelage à notre encadreur, pour enfin en retenir un système existant dans l'industrie de fabrication de carreaux, qu'est purement mécanique.

En premier, on a défini les différents organes de notre système de retournement de carrelage en prenant en compte les données de la SARL Sopem. Nous avons fait un calcul sur les contre poids des bras manipulateur afin de bien équilibrer cette pièce, pour le bon fonctionnement à la montée puis à la descente du carreau.

Nous avons aussi dimensionné l'arbre des poulies et nous l'avons vérifié par simulation sur logiciel.

La simulation par logiciel nous a permis de bien mettre en évidence la résistance des pièces les plus importantes de notre machine.

La liste des figures

Figure I.1 Ligne de production.....	3
Figure I.2 silos de stockage de matière première.....	4
Figure I.3 Mélangeur.....	4
Figure I.4 Presse hydraulique.....	5
Figure I.5 Machine de calibrage d'épaisseur.....	5
Figure I.6 Système de retournement avec crochets.....	6
Figure I.7 Polisseuse.....	6
Figure I.8 Système de retournement après désinstallation de l'automate.....	7
Figure I.9 Fonction techniques de la solution que nous devons satisfaire.....	8
Figure II.10 Quelques profilés laminés marchant.....	10
Figure II .11 Laminage à chaud.....	11
Figure II.12 Laminage à froid.....	11
Figure II.13 Système de transmission (convoyeur).....	14
Figure II.14 Défauts d'alignement statiques de l'arbre.....	15
Figure II.15 Porte corps de palier.....	15
Figure II.16 Palier coulisseau tendeur.....	15
Figure II.17 paliers appliques.....	15
Figure II.18 Roulement auto-aligneur UC.....	16
Figure II.19 Roulement auto-aligneur UK.	16
Figure II.20 Manchon de serrage.	17
Figure II.21 Fixation par vis sans dans la bague intérieur.....	18
Figure II.22 Fixation par manchon de serrage UK.....	18
Figure II.23 Dimension du roulement auto-aligneur avec manchon de serrage.....	19
Figure II.24 Dimension des paliers appliques à quatre trous de fixation forme carré avec manchon de serrage.....	21
Figure II.25 Dimension des paliers coulisseau tendeur avec manchon de serrage.....	21

Figure II.26 Courroie crantée.....	23
Figure II.27 Courroie rondes.....	23
Figure II. 28 Partie du convoyeur au sein de l’usine Sopem.....	23
Figure II.29 Section d’une courroie trapézoïdale.....	24
Figure II.30 Dispositif de mesurage d’une courroie (norme ISO 4184 et NF T 47-141).....	25
Figure II.31 Comparaison des zones à faible taux de travail entre une section classique et une section étroite, répartition des efforts différents dans tous les câbles de la courroie.....	26
Figure II.32 Poulies pour courroies trapézoïdales (y compris jumelées).....	28
Figure II.33 Etude dynamique des poulies.....	29
Figure II.34 paramétrage géométrique.....	29
Figure II.35 Glissière de type KR.....	31
Figure II.36 Glissière de type KRC.....	31
Figure II.37 Glissière trapézoïdale.....	32
Figure II.38 Motoréducteur siemens.....	32
Figure II.39 Plaque de désignation.....	35
Figure II.40 Accouplements rigides.....	36
Figure II.41 Joints d’Oldham.....	37
Figure II.42 Joints de cardan.....	37
Figure III.43 le bras de descente.....	49
Figure III.44 Moment de pose du carreau sur le bras.....	50
Figure III.45 Centres de gravité des parties du bras de descente.....	51
Figure IV.46 Maillages triangulaires de type standard du bras de récepteur, avec indication des caractéristiques de réglage du maillage.....	55
Figure IV.47 Distribution du coefficient de sécurité.....	56

Figure IV.48 Déplacement global du bras de descente.....	56
Figure IV.49 Maillages triangulaires de type standard de bras de descente, avec indication de caractéristiques du réglage du maillage.....	57
Figure IV.50 Coefficient de sécurité du bras de descente.....	58
Figure IV.51 Déplacement statique.....	59
Figure IV.52 Maillages triangulaires de type standard du crochet de bras de descente, avec indication de caractéristiques du réglage du maillage.....	60
Figure IV.53 Coefficient de sécurité.....	61
Figure IV.54 Déplacement globale du crochet.....	62
Figure IV.55 Maillages triangulaires de type standard de crochet de l'arbre tournant, avec indication de caractéristiques du réglage du maillage.....	63
Figure IV.56 Coefficient de sécurité.....	64
Figure IV.57 Déplacement global de l'arbre.....	64
Figure IV.58 Maillage triangulaire type standard.....	68
Figure IV.60 Coefficient de sécurité d'une partie de la table du convoyeur.....	69
Figure IV.61 Déplacement globale de la pièce.....	69
Figure IV.62 Modèle 3D de notre table.....	70

Annexe II.1 jeu radial des roulements auto-aligneurs.

Alésage		Jeu de billes	Diamètre extérieur D mm	Jeu radial			
d				C3 μm		C4 μm	
mm	inch			min.	max.	min.	max.
12	–	204	47	13	28	20	36
12,7	1/2						
14,288	9/16						
15	–						
15,875	5/8						
17	–						
17,462	11/16						
19,05	3/4						
20	–						
20,638	13/16	205	52	13	28	23	41
22,225	7/8						
23,812	15/16						
25	–						
25,4	1						
26,988	1 1/16						
28,575	1 1/8	206	62	13	28	23	41
30	–						
30,162	1 3/16						
31,75	1 1/4						
31,75	1 1/4						
33,338	1 5/16	207	72	15	33	28	46
34,925	1 3/8						
35	–						
36,512	1 7/16						
38,1	1 1/2	208	80	15	33	28	46
39,688	1 9/16						
40	–						

Tableau II.2- Dimensions des roulements auto-aligneurs avec manchon de serrage.

Tableau de dimensions (en mm)											
Désignation	Masse m ≈ kg	Dimensions						Charges de base		Charge limite à la fatigue C _{ur} N	Facteur f ₀
		d	D _{sp}	C	C ₂	B	C _a	dyn. C _r N	stat. C _{0r} N		
UK205	0,25	20	52	17	17,6	23	4,2	14 900	7 800	395	13,8
UK206	0,37	25	62	19	19,6	26	5	20 700	11 300	570	13,8
UK207	0,54	30	72	20	20,6	29	5,7	27 500	15 300	770	13,8
UK208	0,7	35	80	21	21,6	31	6,2	34 500	19 800	1 010	14
UK209	0,83	40	85	22	22,6	32	6,3	34 500	20 400	1 030	14,3
UK210	0,98	45	90	24	24,6	34	6,5	37 500	23 200	1 180	14,3
UK211	1,24	50	100	25	25,6	36	7	46 000	29 000	1 480	14,3
UK212	1,58	55	110	27	27,6	40	7,4	56 000	36 000	1 820	14,3
UK213	1,88	60	120	28	29,4	41	8,2	61 000	40 000	2 030	14,3
UK215	2,62	65	130	32	33,4	44,5	8,5	66 000	44 500	2 240	14,7
UK216	3,23	70	140	33	34,4	46	9,3	76 000	54 000	2 600	14,6
UK217	3,9	75	150	35	36,4	48	10	88 000	64 000	2 950	14,7
UK218	4,62	80	160	38	39,4	51	11	102 000	72 000	3 250	14,5

Annexe II.3. Dimensionnement des paliers appliqués à quatre trous de fixation forme carré avec manchon de serrage.

Tableau de dimensions (en mm)							
Désignation			Masse m ≈ kg	Dimensions			
Ensemble	Corps de palier	Roulement auto-aligneur		d	J	L	A
UKF205	F205	UK205	0,9	20	70	95	27
UKF206	F206	UK206	1,18	25	83	108	31
UKF207	F207	UK207	1,58	30	92	117	34
UKF208	F208	UK208	1,99	35	102	130	36
UKF209	F209	UK209	2,44	40	105	137	38
UKF210	F210	UK210	2,73	45	111	143	40
UKF211	F211	UK211	3,48	50	130	163	43
UKF212	F212	UK212	4,34	55	143	175	48
UKF213	F213	UK213	5,06	60	149	187	50
UKF215	F215	UK215	7,13	65	159	200	56
UKF216	F216	UK216	7,9	70	165	208	58
UKF217	F217	UK217	9,55	75	175	220	63
UKF218	F218	UK218	11,16	80	187	235	68

					Capacité de charge Roulement		
					Charges de base		Charge limite à la fatigue C _{ur} N
A ₁	A ₂	N	B ₁	d ₂ max.	dyn. C _r N	stat. C _{0r} N	
14	16	12	35	38	14 900	7 800	395
14	18	12	38	45	20 700	11 300	570
16	19	14	43	52	27 500	15 300	770
16	21	16	46	58	34 500	19 800	1 010
18	22	16	50	65	34 500	20 400	1 030
18	22	16	55	70	37 500	23 200	1 180
20	25	19	59	75	46 000	29 000	1 480
20	29	19	62	80	56 000	36 000	1 820
20	30	19	65	85	61 000	40 000	2 030
24	34	19	73	98	66 000	44 500	2 240
24	34	23	78	105	76 000	54 000	2 600
26	36	23	82	110	88 000	64 000	2 950
26	40	23	86	120	102 000	72 000	3 250

Annexe II.4 Dimensionnement de coulisseau tendeur avec manchon de serrage.

Tableau de dimensions (en mm)										
Désignation			Masse m ≈ kg	Dimensions						
Ensemble	Corps de palier	Roulement auto-aligneur		d	H	L	L ₁	L ₂	L ₃	A
UKT205	T205	UK205	0,85	20	89	97	62	10	51	32
UKT206	T206	UK206	1,29	25	102	113	70	10	57	37
UKT207	T207	UK207	1,66	30	102	129	78	13	64	37
UKT208	T208	UK208	2,4	35	114	144	88	16	83	49
UKT209	T209	UK209	2,5	40	117	144	87	16	83	49
UKT210	T210	UK210	2,7	45	117	149	90	16	86	49
UKT211	T211	UK211	4	50	146	171	106	19	95	64
UKT212	T212	UK212	4,79	55	146	194	119	19	102	64
UKT213	T213	UK213	6,76	60	167	224	137	21	121	70
UKT215	T215	UK215	7,69	65	167	232	140	21	121	70
UKT216	T216	UK216	8,6	70	184	235	140	21	121	70
UKT217	T217	UK217	11,2	75	198	260	162	29	157	73
UKT218	T218	UK218	12,78	80	215	275	170	30	140	80

													Capacité de charge Roulement		
													Charges de base		Charge limite à la fatigue
A ₁	A ₂	H ₁	N	N ₁	N ₂	B ₁	T	d ₂	d ₂ max.	d _{yn} C _r N	stat. C _{0r} N	C _{ur} N			
12 ^{+0,2} ₀	24	76 ⁰ _{-0,5}	19	16	32	35	51	38		14 900	7 800	395			
12 ^{+0,2} ₀	28	89 ⁰ _{-0,5}	22	16	37	38	56	45		20 700	11 300	570			
12 ^{+0,2} ₀	30	89 ⁰ _{-0,5}	22	16	37	43	64	52		27 500	15 300	770			
16 ^{+0,2} ₀	33	102 ⁰ _{-0,5}	29	19	49	46	83	58		34 500	19 800	1 010			
16 ^{+0,2} ₀	35	102 ⁰ _{-0,5}	29	19	49	50	83	65		34 500	20 400	1 030			
16 ^{+0,2} ₀	37	102 ⁰ _{-0,5}	29	19	49	55	83	70		37 500	23 200	1 180			
22 ^{+0,3} ₀	38	130 ⁰ _{-0,8}	35	25	64	59	102	75		46 000	29 000	1 480			
22 ^{+0,3} ₀	42	130 ⁰ _{-0,8}	35	32	64	62	102	80		56 000	36 000	1 820			
26 ^{+0,3} ₀	44	151 ⁰ _{-0,8}	41	32	70	65	111	85		61 000	40 000	2 030			
26 ^{+0,3} ₀	48	151 ⁰ _{-0,8}	41	32	70	73	111	98		66 000	44 500	2 240			
26 ^{+0,3} ₀	51	165 ⁰ _{-0,8}	41	32	70	78	111	105		76 000	54 000	2 600			
30 ^{+0,3} ₀	54	173 ⁰ _{-0,8}	48	38	73	82	124	110		88 000	64 000	2 950			
28 ^{+0,3} ₀	55	190 ⁰ _{-0,8}	47	40	80	86	130	120		102 000	72 000	3 250			

Annexe II.5 Sections C : puissance brute transmissible Po (en kW) et facteur de longueur CL pour α = 180° (η = 1) et Ho = 24 000 h (d'après doc. Kléber-Industrie, courroies Texrope)

d (mm)		N _d (tr/min)															
		400	500	600	750	900	1 000	1 120	1 250	1 400	1 500	1 600	1 800	2 000	2 240	2 500	2 800
Section C (22 × 14)	170	3,0	3,5	4,1	4,8	5,5	5,9	6,4	6,9	7,4	7,7	8,0	8,4	8,8	9,0	9,1	9,0
	180	3,3	4,0	4,6	5,4	6,2	6,7	7,3	7,8	8,4	8,7	9,1	9,6	10,0	10,3	10,5	10,3
	190	3,7	4,4	5,1	6,1	6,9	7,5	8,1	8,7	9,4	9,8	10,1	10,8	11,2	11,6	11,7	11,5
	200	4,0	4,8	5,6	6,7	7,7	8,3	9,0	9,7	10,4	10,8	11,2	11,9	12,4	12,8	12,9	12,6
	212	4,5	5,3	6,2	7,4	8,5	9,2	10,0	10,7	11,5	12,0	12,5	13,2	13,7	14,1	14,2	13,7
	224	4,9	5,9	6,8	8,1	9,3	10,1	10,9	11,8	12,7	13,2	13,7	14,4	15,0	15,4	15,4	14,7
	236	5,3	6,4	7,4	8,8	10,1	11,0	11,9	12,8	13,8	14,3	14,8	15,6	16,2	16,5	16,4	15,6
	250	5,8	6,9	8,1	9,6	11,1	12,0	13,0	14,0	15,0	15,6	16,1	17,0	17,5	17,8	17,5	16,3
	265	6,3	7,6	8,8	10,5	12,1	13,1	14,1	15,2	16,3	16,9	17,5	18,3	18,8	19,0	18,4	16,8
	280	6,8	8,2	9,5	11,4	13,1	14,1	15,3	16,4	17,5	18,2	18,7	19,6	20,0	20,0	19,1	
	300	7,5	9,0	10,5	12,5	14,3	15,5	16,7	17,9	19,1	19,8	20,3	21,1	21,4	21,0	19,7	
	315	8,0	9,6	11,2	13,3	15,3	16,5	17,8	19,0	20,2	20,9	21,5	22,1	22,3	21,6		
	335	8,6	10,4	12,1	14,4	16,5	17,8	19,2	20,5	21,7	22,3	22,8	23,4	23,2	22,1		
	355	9,3	11,2	13,0	15,5	17,7	19,0	20,5	21,8	23,0	23,6	24,1	24,4	23,9			
L (mm)		1 120	1 430	1 700	2 050	2 425	2 805	3 120	3 425	3 730	4 120	4 465	5 055	6 060	7 640	9 165	10 690
C _L		0,74	0,79	0,83	0,87	0,90	0,93	0,96	0,98	1	1,02	1,04	1,06	1,10	1,15	1,19	1,22

Références bibliographiques

- [1] Collection Mémentos acier concevoir et construire en acier auteurs : Marc Landowski et Bertrand Lemoine Arcelor, Luxembourg, 2005.

- [2] Guide du dessinateur industriel Chevalier Hachette Edition 2004.

- [3] Prof. Eric Bechet université de Liège, conception mécanique.

- [4] Poulies et courroies de transmission par **Roland FARGES** Ingénieur de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon Responsable Technique des courroies industrielles de la Société Caoutchouc Manufacturé et Plastiques - Kléber Industrie- Technique de l'ingénieur **B 5 680, B5 681**.

- [5] Système mécanique théorie et dimensionnement 2° cycle. Ecole d'ingénieurs Michel Aublin, René Boncompain, Michel Boulaton, Daniel Caron, Emile Jeay, Bernard Lacage, Jacky Réa.

- [6] Procédés de soudage Principes généraux et critères de choix par Roland CAZES Ingénieur de l'École Supérieure d'Électricité ex-Directeur des Recherches de la société Sciaky.

- [7] Metallurgy and Mechanics of Welding Edited by Régis Blondeau Copyright, Designs and Patents Act 1988.

- [8] Construction mécanique (transmission de puissance Tome2 3^e édition 2009).

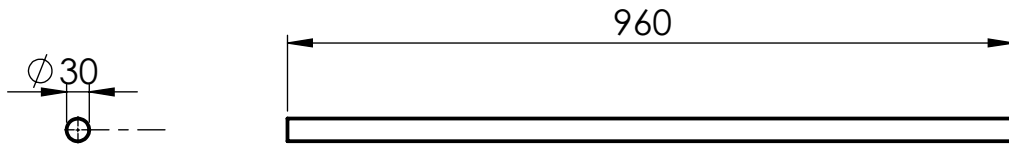
- [9] Catalogue de courroies Mafdel.

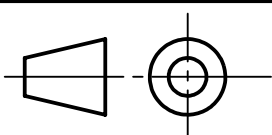
- [10] Dictionnaire français la rousse.

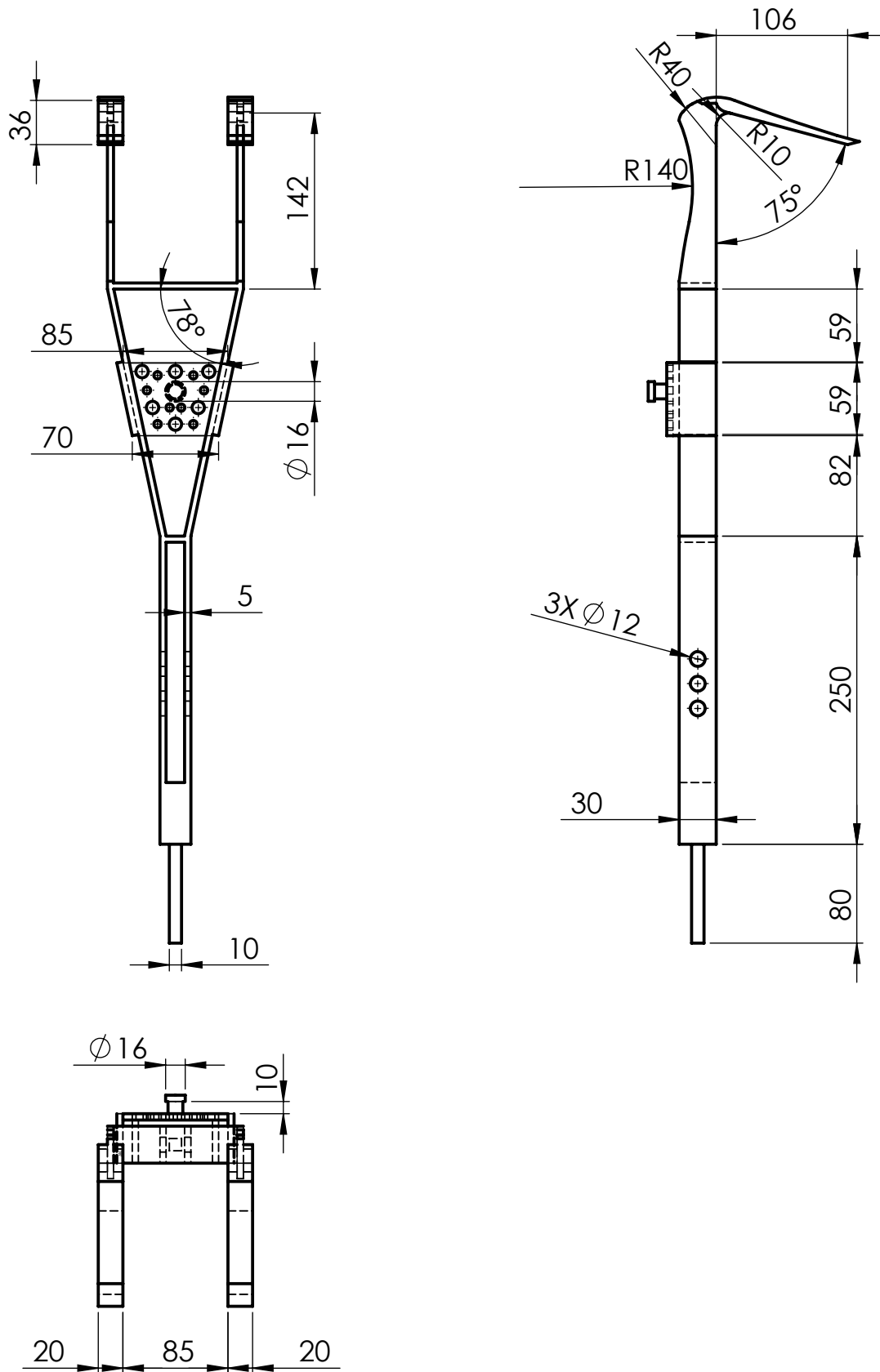
- [11] Catalogue SKF paliers auto-aligneurs.

Résumer

Le système de retournement des carreaux de l'entreprise Sopem fait usage de crochets manuel, ce mécanisme sollicite extrêmement les opérateurs et réduit par ce fait la cadence de productivité et la qualité des pièces fabriquées. Dans le but de répondre à la demande actuelle du marché, de respecter la sécurité du personnel et de la qualité des articles produits, la société désire améliorer la partie du système cité en haut. Pour ce faire nous avons proposé un système purement mécanique, composé de deux bras manipulateurs ainsi qu'une transmission à courroies, actionnée par un motoréducteur. La modélisation géométrique du mécanisme suivit de la simulation du système sous charges, a permis de valider et de vérifier son bon fonctionnement. Par conséquent ce dernier devra résoudre la problématique posée par l'entreprise.



UNIVERSITE A - MIRA BEJAIA		19/06/2018
Echelle 1:10	ARBRE	ACIER
	AOUDIA-JUGURTA ET GAAZEN-ASSIA	MASTER 2 FMP



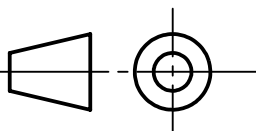
UNIVERSITE A - MIRA BEJAIA

19/06/2018

Echelle 1:5

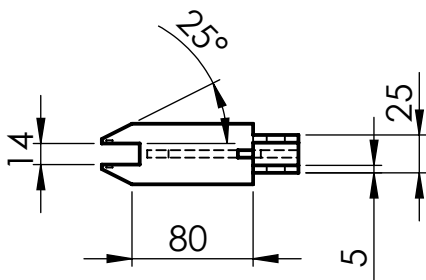
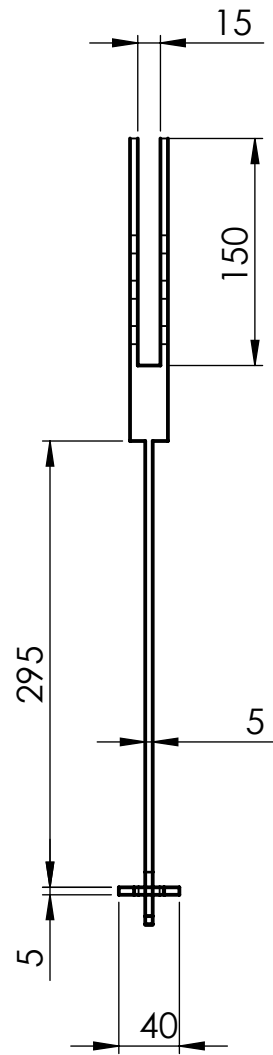
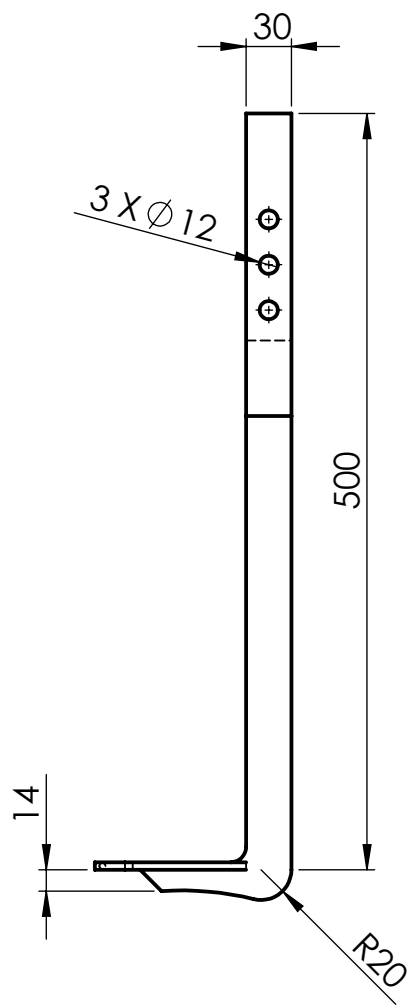
BRAS DE DESCENTE

ACIER



AOUDIA-JUGURTA ET GAAZEN-ASSIA

MASTER 2 FMP



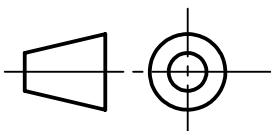
UNIVERSITE A - MIRA BEJAIA

19/06/2018

Echelle 1:5

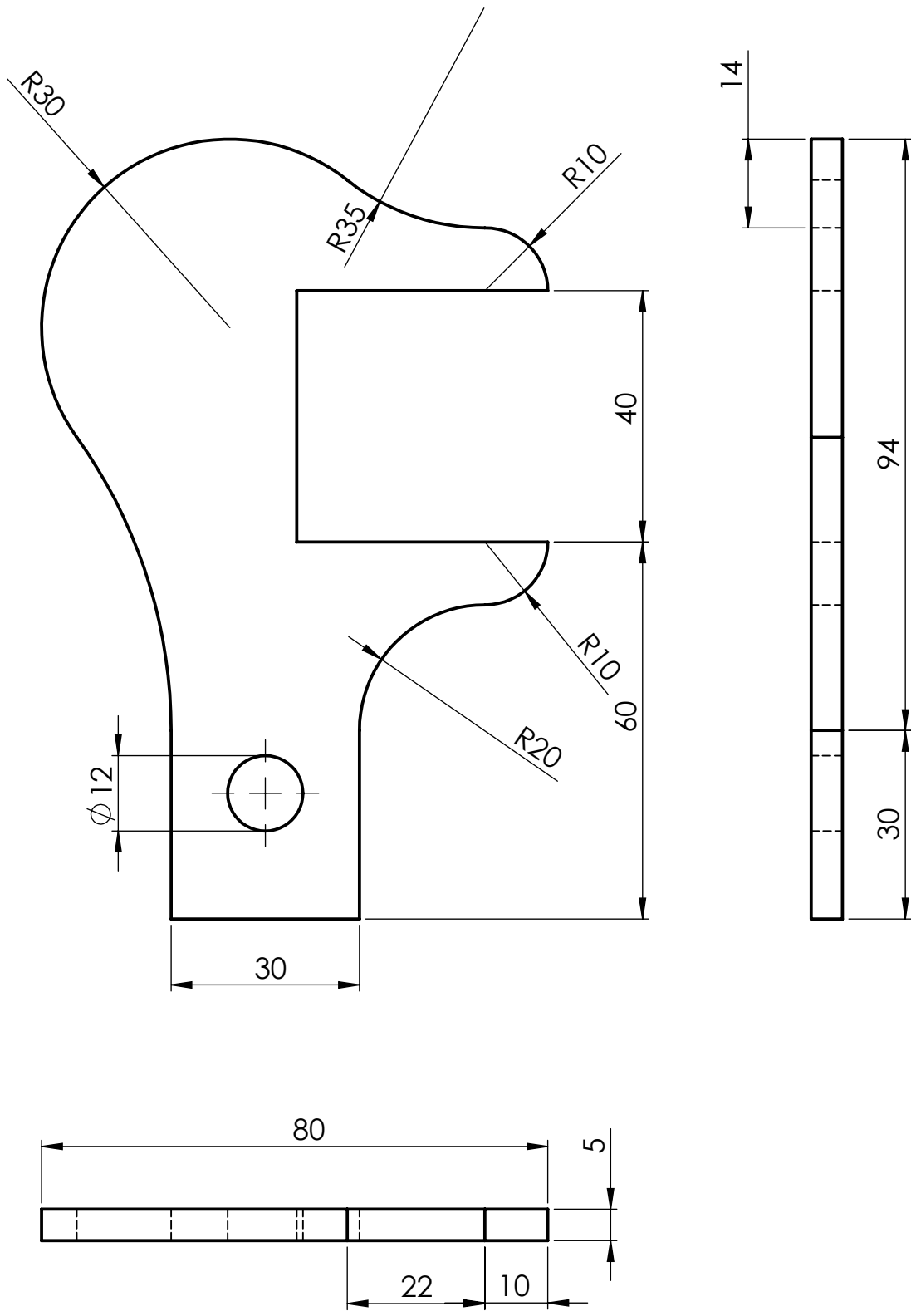
BRAS RÈCEPTEUR

ACIER



AOUDIA-JUGURTA ET GAAZEN-ASSIA

MASTER 2 FMP



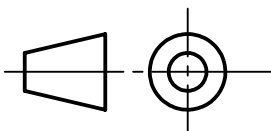
UNIVERSITE A - MIRA BEJAIA

19/06/2018

Echelle 1: 1

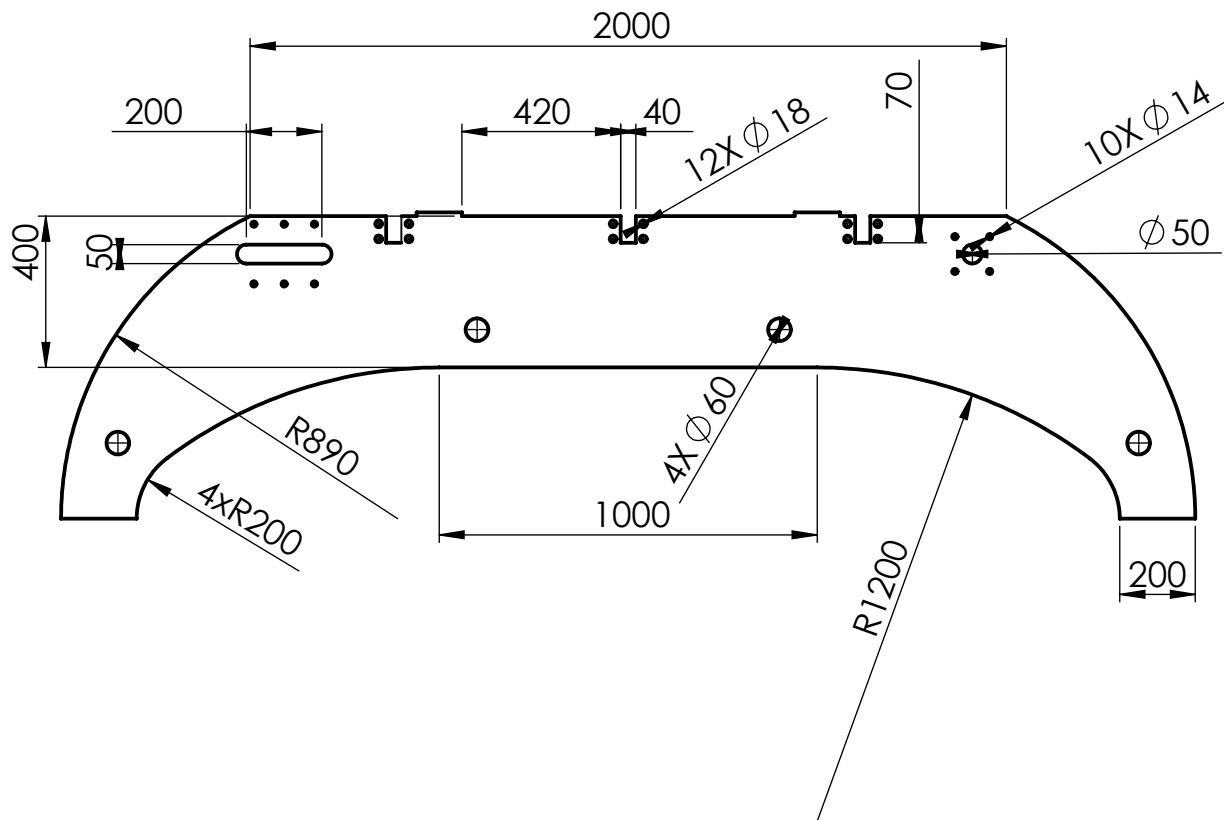
CROCHET

ACIER



AOUDIA-JUGURTA ET GAAZEN-ASSIA

MASTER 2 FMP



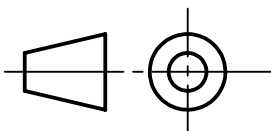
UNIVERSITE A - MIRA BEJAIA

19/06/2018

Echelle 1:20

TABLE DE CONVOYEUR

TOLE EN
ACIER EP=5 mm



AOUDIA-JUGURTA ET GAAZEN-ASSIA

MASTER 2 FMP