

MEMOIRE DE PROJET DE FIN D'ÉTUDES

Pour l'Obtention du

**Diplôme de Master Sciences et Techniques
Spécialité : Génie Mécanique et Productique**

Thème :

*Etude, conception d'un convoyeur à bande et
élaboration du plan de maintenance*

Présenté par :

BOUGRINE wahiba

NAJI Ikram

Encadré par :

• Pr R. Boujmal	Faculté des Sciences et Techniques de Fès
• Mr T. Hmami	Encadrant OCP
• Mr M. Reggad	Encadrant OCP

Effectué à : OCP jorf lasfer

Soutenu le : 19/06/2019

De 11h30 à 12h30

Devant le jury :

• Pr R. BOUJMAL	Faculté des sciences et techniques de Fès
• Pr A. EL HAKIMI	Faculté des sciences et techniques de Fès
• Pr. A. SEDDOUKI	Faculté des sciences et techniques de Fès

Année Universitaire : 2018-2019

Remerciement

Au terme de ce projet, nous tenons à exprimer tout d'abord nos remerciements les plus sincères ainsi que notre profonde gratitude à Mr. **Tarrik HMAMI**, notre parrain industriel du stage, à qui nous sommes infiniment reconnaissant de nous avoir accordé ce projet et de nous avoir assisté tout au long de la période du stage.

Nos vifs remerciements vont également à notre encadrant Pr. **Radouane BOUJMAL**. Il nous a consacré une bonne partie de son temps et de son expertise. Merci pour vos conseils précieux et vos remarques judicieuses.

Nos très sincères remerciements vont à tout le personnel au sein de l'unité JFC2, en particulier pour Mr. **Mounir REGGAD** pour son suivi, accompagnement et son partage d'informations techniques très utiles pour ce travail. Nous remercions également Mr. **Mhammed BLMAMOUNIA** et Mr. **Soufiane TERRAB** qui nous ont éclairé la voie par leurs orientations et nous ont fait profiter de leur savoir-faire.

Nos plus vives gratifications s'adressent à tous les membres du service de maintenance mécanique, de service production de l'unité engrais d'avoir contribué à l'élaboration de ce projet dans les meilleures conditions de professionnalisme.

Nos remerciements s'adressent également aux honorables membres du jury ayant accepté d'examiner notre travail et de siéger à sa soutenance.

Et enfin, nous tenons à remercier chaleureusement le corps professoral et administratif de la Faculté des Sciences et Techniques de Fès pour l'enseignement qui nous a été inculqué, et que sans cela, nous n'aurions pu réaliser ce projet.

Encore une fois, merci...

Dédicace

Que ce travail témoigne de nos respects :

A nos parents :

Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands sacrifices, ils ont pu créer le climat affectueux et propice à la poursuite de nos études.

Aucune dédicace ne pourrait exprimer notre respect, notre considération et notre profond sentiment envers eux.

On prie le bon Dieu de les bénir, de veiller sur eux, en espérant qu'ils seront toujours fiers de nous.

A nos sœurs et à nos frères.

A la famille BOUGRINE et NAJI.

Ils vont trouver ici l'expression de nos sentiments de respect et de reconnaissance pour le soutien qu'ils n'ont cessé de nous porter.

A tous nos professeurs :

Leur générosité et leur soutien nous oblige de leurs témoigner notre profond respect et notre loyale considération.

A tous nos amis et nos collègues :

Ils vont trouver ici le témoignage d'une fidélité et d'une amitié infinie.

Avant-Propos

Nom et prénom :

Mlle. Bougrine wahiba

Mlle. Naji Ikram

Intitulé du travail :

Etude, conception d'un convoyeur a bande et élaboration d'un plan de maintenance.

Etablissement d'accueil (Coordonnées) :

Direction site de jorf lasfer

Tél : +212 5 31 18 50 00

Nom et prénom de l'encadrant pédagogique à la FST :

Pr. R.Boujmal

Nom et prénom de l'encadrant du projet de l'établissement d'accueil :

Mr. Hmami Tarik

Date du début et fin de stage :

15/02/2019 à 30/05/2019

Résumé

Le présent rapport est le fruit de notre travail dans le cadre du projet de fin d'étude, pour l'obtention du diplôme de master en génie mécanique et productique, qui a été réalisé au sein de l'OCP jorf lasfer. Notre travail consiste à étudier, concevoir un convoyeur à bande et élaborer son plan de maintenance.

Pour obtenir une étude enchainée, on a commencé par la détection des problématiques, proposer des solutions et mettre en évidence l'intérêt de ce projet

Ensuite, nous avons passé à l'étude relative au calcul des différents paramètres de fonctionnement (cinématique, énergétique...), ainsi que le dimensionnement du support en utilisant l'outil de conception assisté par ordinateur CATIA V521.

Finalement nous avons élaboré un plan de maintenance pour le nouveau convoyeur avec des check liste pour faciliter les opérations d'inspection.

Mots clés : Convoyeur, dimensionnement, conception, plan de maintenance

Abstract

This report is the result of our work as part of the final internship, for obtaining the master's degree in mechanical engineering and production, which was carried out within the OCP jorf lasfer. Our job is to study, design and develop a maintenance plan for a conveyor belt which is considered the most used mode of transport for transporting fertilizer to OCP.

We started with the development of a functional study that ended up developing a conception of the driving part of the project, then we posed the two possible solutions to finish by choosing the most suitable solution. adapted to our needs. Then we moved to the conveyor design followed by a study of the strength of its structure, finally using a computer-aided design tool. This is CATIA V5R21.

Finally we developed a maintenance plan for the new conveyor with a check list to facilitate the inspection operations, after which we made a table that shows more or less the gain of the company.

Key words: Conveyor, sizing, design, maintenance plan

TABLE DES MATIÈRES

<i>Remerciement</i>	1
<i>Dédicace</i>	2
<i>Avant-Propos</i>	3
<i>Résumé</i>	4
<i>Abstract</i>	5
<i>Table des matières</i>	6
<i>Liste des Acronymes</i>	9
<i>Liste des Tableaux</i>	10
<i>Liste des Figures</i>	11
CHAPITRE1	15
I. Introduction	16
II. Présentation de l'organisme d'accueil	16
1-OCP, un siècle d'histoire :	16
2-1. Fiche d'identité :	16
2- Présentation de l'OCP :	17
2-2. Rôle et activités :	17
2-3. Organisation au sein de l'OCP :	17
2-4. Implantation du groupe OCP au Maroc	18
III. Présentation du site JORF LASFAR	18
1-Généralités :	18
2-Présentation de l'unité Jorf Fertilizers Company II	19
2-1. Unité de production d'acide sulfurique :	20
2-2. Unité de production de l'acide phosphorique	20
2-3. Atelier Engrais :	22
3-Atelier de production des engrais	22
3-1. Présentation	22
3-2. Procédé de fabrication des engrais	23
CHAPITRE2	26
I. Introduction	27
II. Problématique et solutions proposées :	27
1-Description du processus de transport actuel :	27

2-Problématique et solution proposée :	28
3-Contexte général du projet	29
3-1. Charte du projet	29
3-2. Planification du projet	30
III. Analyse fonctionnelle du « convoyeur »	31
1. Bête à corne :	31
2. Diagramme PIEUVRE :	32
3. Diagramme FAST	33
CHAPITRE3	36
I. Introduction	37
II. Caractéristiques techniques d'un convoyeur à bande	37
1-Définition d'un convoyeur	37
2- Composants et leur dénomination	37
III. Etude du convoyeur à bande	42
1. Données et extrait du cahier de charge :	42
2. Etude du convoyeur :	44
2-1. Inclinaison du convoyeur :	44
2-2. Bilan de puissance :	46
3. Etude de la bande transporteuse :	53
3-1. Caractéristiques et critère de choix	53
3-2. Choix de la nature de la bande :	54
3-3. Choix de revêtement	54
3-4. Résistance à la rupture, classe de la bande	55
3-5. Dispositifs de reprise de tension :	58
3-6. Support de la bande :	61
4. Dimensionnement des tambours du convoyeur	65
4-1. Diamètres des tambours	65
4-2. Dimensionnement des arbres des tambours	65
4-3. Etude de la liaison encastrement entre arbre et tambour	82
5. Conception des paliers à roulements :	86
5-1. Conception des roulements	87
5-2. Choix des paliers	92
6. Etude de la structure supportant le convoyeur	94
6-1. Simulation numérique	94
6-2. Choix du matériau	94
6-3. Les hypothèses et les résultats anticipés	95
6-4. La conception 3D	95

7. Conception du convoyeur sur Catia V5R21 et amélioration	97
7-1. Conception du convoyeur sur CATIA	97
7-2. Amélioration du système	99
8. Calcul du gain	100
CHAPITRE4.....	101
I. Introduction	102
II. Plan de maintenance préventive.....	102
1-Définition :	102
2-Objectifs visés du plan de maintenance préventive :	102
3-Les différentes sources aidant à définir les opérations de la maintenance préventive :	102
4-Elaboration du plan de maintenance préventive :	103
5-Elaboration des check-lists :	103
Conclusion et perspectives	104
Annexe 1 : Plan de maintenance préventive.....	105
Annexe 2 : check liste du convoyeur	106
Annexe 3 : propriétés de matériau de certains aciers	109
Bibliographie :.....	110

LISTE DES ACRONYMES

OCP : Office Chérien des Phosphates

JFC II: Jorf Fertilizers Company II

ODI: OCP directly investment

FAST: Function Analysis System Technique

CATIA: Conception Assistée Tridimensionnelle Interactive

ASME : American Society of Mechanical Engineers

MAP : Mono Ammonium Phosphate

DAP : Di- Ammonium Phosphate

UNS : Unified Numbering System

SA : Société Anonyme

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Les caractéristiques du DAP et MAP	23
Tableau 2: Arrêts des équipements dans les années 2017 et 2018	28
Tableau 3: La charte du projet	30
Tableau 4 : l'équipe de pilotage	30
Tableau 5: Détermination de débit en fonction de la largeur de la bande et l'angle de talutage.....	45
Tableau 6: Détermination de l'inclinaison du convoyeur.....	46
Tableau 7: Masse métrique des parties tournantes du convoyeur	48
Tableau 8: Coefficients de majoration en fonction de la longueur du convoyeur	48
Tableau 9: Détermination approchée du facteur de service Ks	50
Tableau 10: Tableau de normalisation de la puissance du moteur.....	53
Tableau 11: Coefficients d'enroulements.....	57
Tableau 12: Poids de la carcasse de la bande en caoutchouc EP.....	60
Tableau 13: Poids du revêtement en kg/m ²	60
Tableau 14: Diamètre recommandé pour les rouleaux.....	62
Tableau 15: Ecartement des stations-supports supérieures et inférieures	63
Tableau 16: Diamètres minimaux recommandés pour les tambours	65
Tableau 17: Facteur de charge du code ASME	67
Tableau 18: Propriétés chimiques de l'acier XC38.....	68
Tableau 19: Dimensions normalisées d'une clavette	85
Tableau 20: dimensions des clavettes.....	86
Tableau 21: Catalogue des roulements à rouleaux cylindriques	89
Tableau 22: catalogue des paliers pour roulements cylindrique	93
Tableau 23: les composants du convoyeur.....	98
Tableau 24: Analyse du gain	100

LISTE DES FIGURES

Figure 1: OCP jorf lasfer	16
Figure 2: Fiche d'identité d'OCP	17
Figure 3: Les Activités d'OCP	17
Figure 4: Organisation de l'OCP	18
Figure 5: Implantation du groupe OCP au Maroc	18
Figure 6: Unité Jorf Fertilizers comany II	19
Figure 7: Unité de production d'acide sulfurique.....	20
Figure 8: Unité de production d'acide phosphorique	21
Figure 9: Procédé de fabrication des engrais	23
Figure 10: Assainissement et lavage de gaz	24
Figure 11 : Implantation actuel des convoyeurs	27
Figure 12: Diagramme GANTT prévisionnel	31
Figure 13: Diagramme bête à corne	32
Figure 14: Diagramme Pieuvre	32
Figure 15: Diagramme FAST	34
Figure 16: Composants d'un convoyeur à bande	37
Figure 17: Bande transporteuse	38
Figure 18: Tambour de commande	39
Figure 19: Tambour de renvoi	39
Figure 20: Tambour d'inflexion.....	39
Figure 21: Rouleaux porteurs	40
Figure 22: Stations-soutports inferieurs	40
Figure 23: Dispositifs de tension	41
Figure 24: Trémie	41
Figure 25: Capots pour convoyeur.....	42
Figure 26: Angle de talutage	43
Figure 27: Angle d'éboulement	43
Figure 28: Angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement	43
Figure 29: Largeur de la bande.....	44
Figure 30: Bilan de puissance.....	46
Figure 31: Liaison entre les organes de transmission du convoyeur	47
Figure 32: Principe de fonctionnement du coupleur hydraulique.....	52
Figure 33: Différentes qualités de revêtement anti-abrasif.....	55
Figure 34: Les efforts appliqués sur le tambour d'entraînement	57
Figure 35: Système de tension a contrepoids	59
Figure 36: Ecartement des stations-soutports	62
Figure 37: Ecartement des stations porteuses aux points de chargement	63
Figure 38 : Longueur de transition.....	64
Figure 39: Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande	64

Figure 40: Les forces appliquées sur tambour d'entraînement	68
Figure 41: Répartition du produit sur le tambour d'entraînement	70
Figure 42: Obtention des moments de flexion dans chaque plan	72
Figure 43: Les forces appliquées sur tambour de contrainte	73
Figure 44: Obtention des moments de flexion dans chaque plan	75
Figure 45: Efforts appliqués sur tambour d'inflexion.....	76
Figure 46: Obtention des moments de flexion dans chaque plan	79
Figure 47: Forces appliquées sur tambour du contrepoids	80
Figure 48: Obtention de moments fléchissant dans chaque plan	81
Figure 49: Clavette.....	82
Figure 50: cotation technique d'une clavette	83
Figure 51: Forces appliquées sur une clavette	84
Figure 52: Valeurs admises pour la pression admissible au matage des clavettes longitudinales	85
Figure 53: Paliers à roulement.....	87
Figure 54: Roulement à rouleaux cylindriques	88
Figure 55: Dimensions des roulements a déterminé	90
Figure 56: Structure du convoyeur.....	95
Figure 57: La moitié de la structure	96
Figure 58: Application des forces sur la structure	96
Figure 59: Application des encastremets sur la structure	96
Figure 60: Contrainte de Von Mises	97
Figure 61: Déformation de la structure	97
Figure 62: Vue globale du convoyeur.....	98
Figure 63: Tamis de sécurité	99
Figure 64: Porte visite.....	99

INTRODUCTION GÉNÉRALE

*En tant que leader mondial sur le marché des phosphates et produits dérivés, l'Office Chérifien des Phosphates à aujourd'hui la grande responsabilité d'offrir à l'humanité une disponibilité à long terme de ces produits vitaux. Substance primordiale dans la fertilisation de la terre, les engrais sont essentiellement produits à base de l'acide phosphorique, utilisant le phosphate lavé sous forme de pulpe transporté des mines de Khouribga vers la plateforme chimique de **Jorf Lasfar** via le slurry pipeline. Au-delà de la mise à disposition des engrais, l'Office s'engage à accompagner le monde agricole à travers une utilisation raisonnée en engrais pour enrichir et préserver la durabilité et la continuité de la terre.*

Au cœur de la profonde transformation que le groupe OCP connaît depuis 2006, une stratégie industrielle structurée et ambitieuse a été implantée permettant à l'Office de renforcer son rang de leader incontesté de l'industrie des phosphates. Le projet ODI à Jorf Lasfar illustre à grande échelle la mise en œuvre de cette stratégie. A l'issue de ce projet, l'entité Jorf Fertilizers Company 2 a débuté ses activités en juillet 2016, une plateforme visant en premier lieu la production de l'acide sulfurique, l'acide phosphorique et les engrais de qualité DAP. Ce projet contient aussi une ligne de production de l'énergie électrique à partir de la vapeur issue de la production de l'acide sulfurique.

Dans le cadre de notre cursus à la FST de Fès, on a effectué notre projet de stage au sein d'atelier des engrais à l'usine OCP de Jorf Lasfer. L'importance de cette expérience professionnelle réside en particulier dans la nature de cette entreprise, puisque d'une part, il s'agit d'un leader mondial dans la transformation des phosphates et d'autre part, l'installation Industrielle implantée au sein de son usine à Jorf Lasfer représente bel et bien les aspects technologiques qui nous fascinent en tant que des concepteurs mécaniques.

Notre travail durant la période de stage consiste à concevoir un convoyeur à bande.

Ce rapport présente le travail réalisé tout au long de notre projet de fin d'études, et qui contient :

***Le chapitre 1** est consacré à la présentation du groupe OCP, et de l'usine JFCII, ainsi que la description du procédé de fabrication des engrais ;*

Le chapitre 2 présente une vue globale de la problématique et l'intérêt de tel projet, ainsi que la solution proposée et puis l'analyse fonctionnelle du système ;

La chapitre 3 est consacré à l'étude des différents composants du système et son support, ainsi que le gain global du projet ;

Le chapitre 4 présente les plans de maintenance préventive systématique et conditionnelle du convoyeur étudié ;

Nous terminons ce rapport par une conclusion qui rassemble les points forts de ce travail, et les perspectives afin de prolonger ce travail.

CHAPITRE 1

PRÉSENTATION DE L'ORGANISME D'ACCEUIL

Ce chapitre a pour objectif de donner une vue générale du cadre de déroulement de notre projet de fin d'études. Il étalera les axes suivants :

- *Présentation du groupe OCP.*
- *Présentation du site JORF LASFAR.*
- *Présentation de l'entité Jorf Fertilizers Company II.*
- *Atelier de production des engrais.*

I. Introduction

Le bon déroulement d'un projet suppose d'abord une bonne compréhension de l'environnement de travail. Dans cette optique, ce chapitre sera consacré à la définition du cadre du projet de fin d'études.

Nous commencerons par une présentation de l'Office Chérifien des Phosphates OCP, et du complexe chimique Jorf Lasfar en particulier, puis nous allons situer notre projet en présentant l'unité Jorf Fertilizers Company II (JFC II) et le processus de production des engrais au sein de cette unité où on a effectué le stage.

II. Présentation de l'organisme d'accueil

1-OCP, un siècle d'histoire :

Le groupe O.C.P (Office Chérifien des Phosphates) est parmi les plus grands producteurs des phosphates dans le monde. Il est le premier exportateur mondial des phosphates et de ses dérivés. Il est composé de plusieurs pôles et sociétés sous forme de filiales. Chaque pôle et filiale à un rôle dans l'activité principale, soit l'extraction et la commercialisation des phosphates, soit la production et la commercialisation de ses dérivés. L'Office Chérifien des Phosphates à sa création, le Groupe OCP, depuis 1975, a évolué sur le plan juridique, pour devenir en 2008 une société anonyme dénommée « OCP S.A ».

L'OCP trouve, depuis sa création, les ressources de sa croissance continuent et de son leadership dans sa stratégie industrielle. Celle-ci est rythmée par une montée en puissance régulière de l'outil de production, par une politique ambitieuse de partenariats durables et servie par une politique financière efficace. Ces partenariats touchent aussi bien des accords de livraison à moyen et à long terme que la construction d'unités de production sous forme de joint-ventures, basées au Maroc et à l'étranger.

Aujourd'hui, OCP compte 12 filiales et joints ventures ainsi que quatre bureaux de représentations dans le monde. Depuis sa création, OCP est passé de quelques centaines de personnes à près de 23 000 collaborateurs et 46 milliards de DH de chiffre d'affaires en 2013.

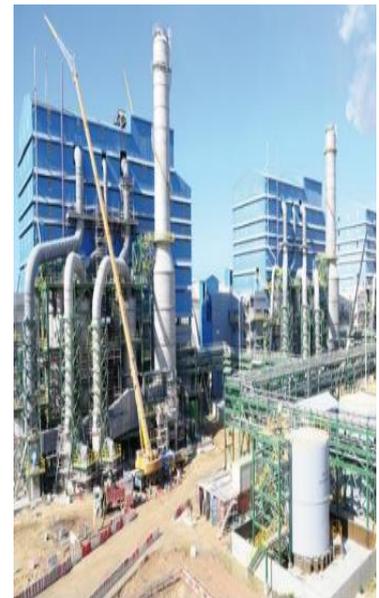


Figure 1:OCP jorf lasfer

2- Présentation de l'OCP :

2-1. Fiche d'identité d'OCP

Raison sociale	<i>Office Chérifien des Phosphates OCP</i>
Numéro du registre de commerce	Casablanca 40 327
Date de création	Dahir du 07/08/1920
Mise en place de la structure du groupe	Juillet 1975
Date de création d'OCP SA	2008
Siège social	Im. OCP n°2, Rue el Abtal, Hay Erraha, Casablanca
Directeur général	Mr. Mostafa TERRAB
Produits commercialisés	Phosphate, Acide Phosphorique, Engrais
Les ports d'embarquements	Casablanca, Jorf Lasfar, Safi, Laâyoune
Activités	Extraction, valorisation et commercialisation des phosphates
Effectif	24000 dont 850 ingénieurs ou équivalent
Sites de production	- Extraction : Khouribga, Benguerir, Youssoufia, Boucraâ. - Production des dérivés : Jorf Lasfar, Safi.

Figure 2: Fiche d'identité d'OCP

2-2. Rôle et activités :

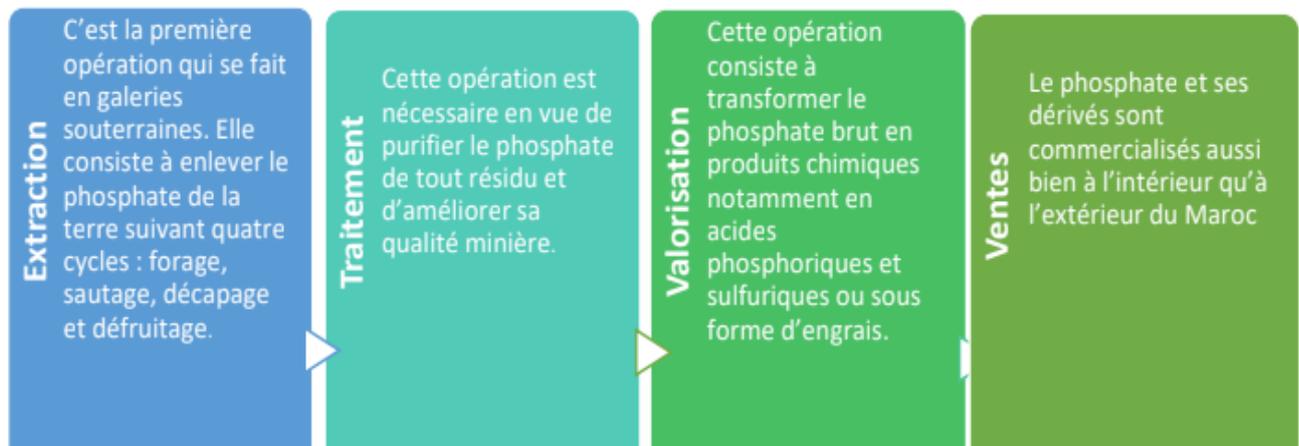


Figure 3: Les Activités d'OCP

2-3. Organisation au sein de l'OCP :

L'office chérifien des phosphates (OCP SA) est composé de quatre sites miniers et de deux complexes chimiques le premier situé à Safi et l'autre à Jorf Lasfar. La hiérarchie générale du groupe est représentée dans l'organigramme suivant.

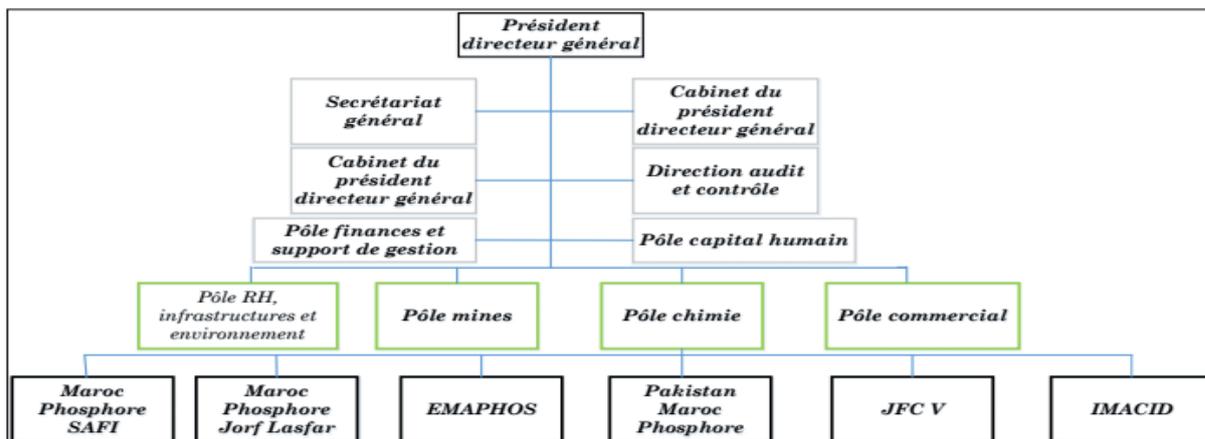


Figure 4: Organisation de l'OCP

2-4. Implantation du groupe OCP au Maroc



Figure 5: Implantation du groupe OCP au Maroc

III. Présentation du site JORF LASFAR

1-Généralités :

Dans le cadre d'augmenter sa production, l'OCP a créé le pôle chimie Jorf Lasfar. Ce site a été retenu pour plusieurs avantages :

- Proximité des zones minières permettant son alimentation en phosphates (KHOURIBGA)
- Existence d'un port à tirant d'eau important
- Disponibilité de l'eau de mer et d'eau douce

- Disponibilité du terrain pour les extensions futures

Le site de Jorf Lasfar s'étend sur 1700 ha, il permet de produire annuellement : 2 millions de tonnes de P_2O_5 sous forme d'acide phosphorique, nécessitant la transformation d'environ :

- 7,7 millions de tonnes de phosphate extrait des gisements de Khouribga
- 2 millions de tonnes de soufre
- 0,5 million de tonne d'ammoniac

Une partie de cette production est transformée localement en engrais DAP, MAP, NPK, soit environ 1,8 million de tonnes équivalent DAP par an, et en acide phosphorique purifié soit un million de tonnes de P_2O_5 par an. L'autre partie est exportée en tant qu'acide phosphorique marchand.

Le complexe industriel Jorf Lasfar est subdivisé en plusieurs unités, à noter :

- Maroc Phosphore 3 et 4 (MP 3 et 4).
- Euro Maroc Phosphore (EMAPHOS).
- Indo Maroc Acide Phosphorique (IMACID).
- Pakistan Maroc Phosphore (PMP).
- Bunge, Maroc Phosphore (BMP).
- Port JORF LASFAR.
- Projet ODI.

2-Présentation de l'unité Jorf Fertilizers Company II

Le complexe Jorf Fertilizers Company II comprend actuellement :

- Une ligne de production d'acide sulfurique ;
- Une ligne de production d'acide phosphorique ;
- Une ligne mixte de production d'engrais MAP/DAP ;
- Une ligne mixte de production d'engrais TSP/MAP ;
- Une centrale thermoélectrique de 32 MW ;
- Une station de traitement des eaux douces et de compression d'air.

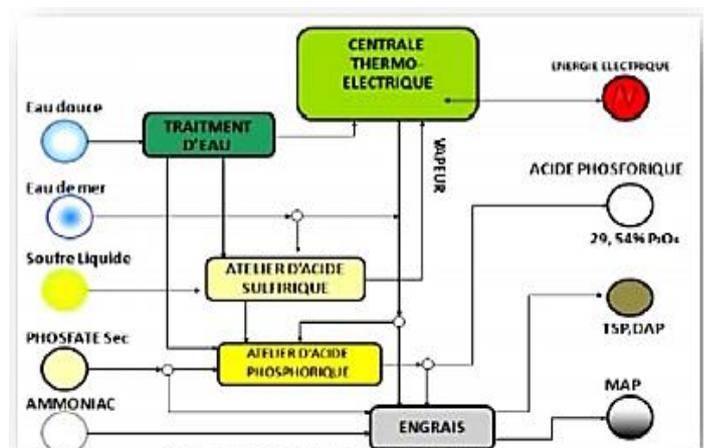


Figure 6: Unité Jorf Fertilizers comany II

2-1. Unité de production d'acide sulfurique :

L'atelier de production de l'acide sulfurique (SAP) a pour mission principale la production de l'acide sulfurique (H₂SO₄). Cet atelier à une capacité évaluée de 3410 tonnes métriques de H₂SO₄ par jour.

L'acide produit sera sous forme de 98.5% H₂SO₄, à la moyenne de 1 125 000 t/an.

La production de l'acide sulfurique se fait en trois étapes : la combustion, la conversion et l'absorption. On utilise le soufre comme matière première qui subira plusieurs transformations. En effet, le soufre liquide brûlera au niveau du four pour donner le SO₂. Ce dernier passera par un convertisseur pour se transformer en SO₃ et finalement, on combinera le SO₃ avec l'eau traitée pour obtenir un acide sulfurique H₂SO₄ concentré à 98.5%.

La production de l'acide sulfurique passe par trois réactions :

- Combustion: $S + O_2 \rightarrow SO_2$;
- Conversion: $SO_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow SO_3$;
- Absorption : $SO_3 + H_2O \rightarrow H_2SO_4$.

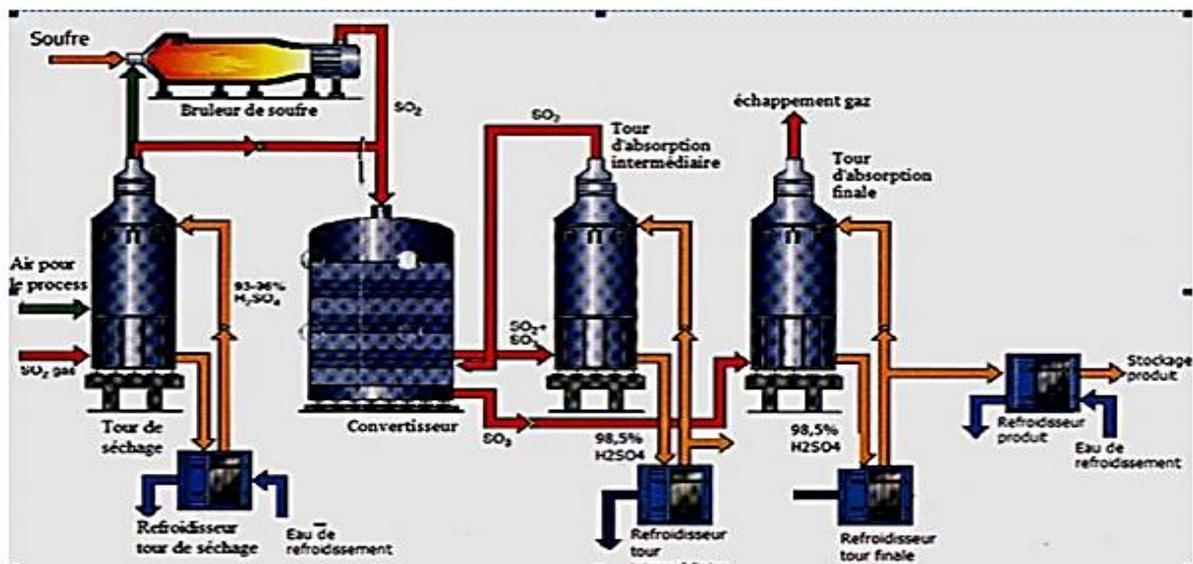


Figure 7: Unité de production d'acide sulfurique

2-2. Unité de production de l'acide phosphorique

L'atelier phosphorique est destiné à la production de l'acide phosphorique concentré à 54% en P₂O₅.

Il comprend cinq sections principales :

- **Section d'épaississement** : Le phosphate en pulpe transporté par pipeline à partir de Khouribga est transféré à un bac de réception, puis il est transféré vers le décanteur pour débarrasser le phosphate de présence éventuelle de l'eau.
- **Section d'attaque** : est constitué d'un réacteur où a lieu l'attaque phosphate par l'acide sulfurique. Le produit de la réaction donne lieu à une bouillie d'acide phosphorique qui traverse les compartiments de la cuve d'attaque, siège d'une agitation permanente, permettant son homogénéisation.
- **Section de filtration** : La fabrication d'acide phosphorique par attaque sulfurique conduit à une opération de séparation liquide-solide (l'acide phosphorique et le sulfate de calcium). La méthode de séparation la plus utilisée est la filtration.
- **Section stockage de l'acide 29%** : Chaque ligne de production dispose de deux bacs de stockage et un décanteur interconnecté où l'acide passe successivement.
- **Section concentration de l'acide de 29% à 54% par vaporisation d'eau** : Le principe de la concentration se base sur l'évaporation sous vide de l'eau et des matières volatiles contenues dans l'acide. Un échelon est constitué essentiellement d'un échangeur « destiné au réchauffage d'acide », un bouilleur « s'effectue la séparation acide/vapeur », et un condenseur « pour but de la condensation des effluents dégagés du bouilleur où ils subissent un lavage par l'eau de mer ».
- **Section stockage d'acide 54%** : Le marché international demande une teneur en P_2O_5 supérieure ou égale à 54% avec un taux de solide inférieure à 0.5% d'où l'unité de stockage non clarifié 54% en P_2O_5 . Les équipements principaux « Désursaturateur, Décanteur, Bac de stockage »

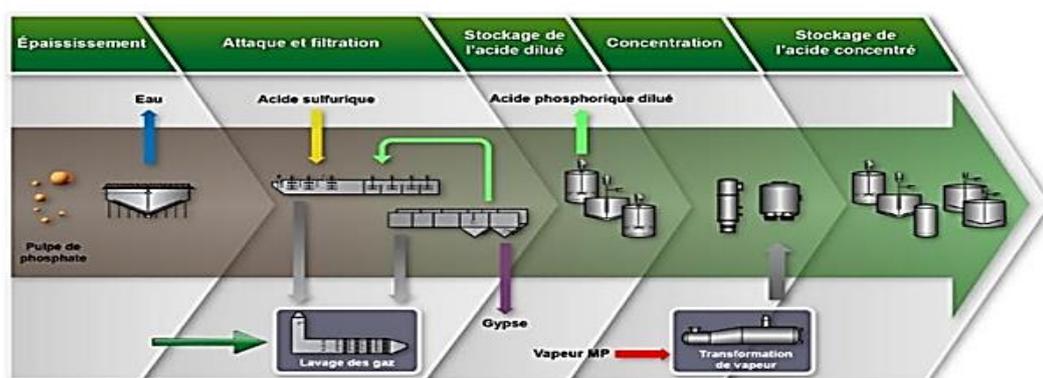


Figure 8: Unité de production d'acide phosphorique

2-3. Atelier Engrais :

L'usine fabrique deux sortes d'engrais, MAP (Mono Ammonium Phosphate) et DAP (Di-Ammonium Phosphate).

La fabrication du MAP et DAP est basée sur la neutralisation de l'acide phosphorique par l'ammoniac en présence de l'acide sulfurique. Il se forme alors une bouillie qui sera expédiée vers un granulateur. Le produit granulé ainsi récupéré est introduit dans un sécheur chauffé par les gaz provenant d'une chambre à combustion. A la sortie du sécheur, le produit subit une sélection par tamisage à travers un crible. Le produit marchand ainsi obtenu est refroidi, puis enrobé par le fuel afin d'éviter les prises en masse au moment du stockage.

3-Atelier de production des engrais

3-1. Présentation

Les engrais phosphatés sont fabriqués à partir des roches de phosphates qui sont extraites de la terre. Le phosphore présent dans ces roches n'est pas disponible pour les plantes surtout dans la majorité des sols du Maroc. Pour rendre le phosphore soluble, ces roches sont attaquées par l'acide sulfurique pour produire l'acide phosphorique. Les processus de fabrication aboutissent au superphosphate simple qui est utilisé comme engrais phosphaté. Ils sont aussi utilisés en combinaison avec d'autres sources pour fabriquer des engrais composés.

De nos jours, les phosphates d'ammoniums en particulier le Mono Ammonium Phosphaté (MAP), le Duo Ammonium Phosphaté (DAP) sont les engrais phosphatés les plus employés dans le monde entier du fait de leur titrage en éléments fertilisants et de leurs propriétés physiques. Ces deux composés intéressent particulièrement l'atelier des engrais au sein de Jorf Fertilisers Company 2. Les réactions de base correspondantes s'écrivent respectivement :

- Réaction de base pour l'élaboration de l'engrais MAP :



- Réaction de base pour l'élaboration de l'engrais DAP :



Les principales caractéristiques physico-chimiques du MAP et DAP sont regroupées dans le tableau suivant :

Caractéristiques	MAP	DAP
Rapport molaire RM	1	2
Ph	5	5
Masse molaire (g/mol)	115,08	132,12

Tableau 1: Les caractéristiques du DAP et MAP

3-2. Procédé de fabrication des engrais

L'atelier d'engrais de Jorf Fertilisers Company II est composé d'une seule ligne de production (507) qui sert à produire de l'engrais de phosphate, sous forme de granules pour l'exportation. Le principal engrais de phosphate produit est le DAP (di-ammonium phosphate), qui est parfois enrobé d'huile, certes, une simple modification au niveau du granulateur permet de modifier le type de produit fini (MAP ou DAP). Le procédé utilisé pour fabriquer le MAP ou le DAP comporte 4 grandes étapes suivantes qui se font en parallèle avec l'assainissement et lavage des gaz :

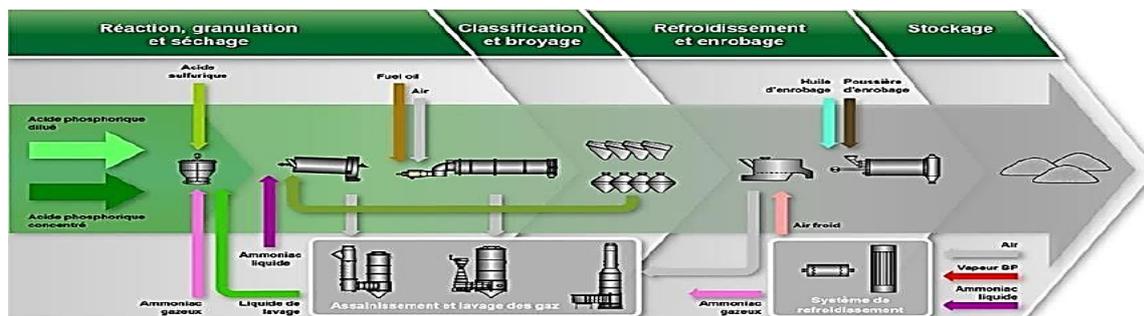


Figure 9: Procédé de fabrication des engrais

☞ Réaction, granulation et séchage :

La réaction citée auparavant commence au niveau du pré-neutraliseur, à la sortie du pré-neutraliseur, on obtient une bouillie qui sera introduite par la suite dans le réacteur tubulaire RTG où se produit le complément de la réaction entre l'acide phosphorique et l'ammoniac, puis en passe à la granulation, cette opération consiste à transformer la bouillie en un produit d'engrais granulé à l'aide d'une rotation du granulateur et l'injection de la rampe d'ammoniac liquide pour réduire la teneur en eau des granulés. Le séchage permet de diminuer le taux

d'humidité afin d'éviter le colmatage du produit au niveau des viroles tournantes, des cribleurs, des refroidisseurs et pendant le stockage.

☞ Classification et broyage :

Sortant du sécheur, le produit est conduit vers quatre cribles. Ensuite, les grains qui sont proches aux dimensions recommandées sont transférés vers des cribles finisseurs. Quant à les grains qui ne sont pas conformes, ils vont être soit broyés s'ils sont de grande taille, soit granulés s'ils sont de petite taille.

☞ Refroidissement et enrobage :

Le refroidissement s'effectue dans un refroidisseur à lit fluidisé par soufflage d'air à l'aide des ventilateurs. Le refroidisseur alimente l'élévateur qui achemine le produit vers un enrobeur. A l'intérieur de ce dernier, le produit marchand est enrobé par pulvérisation du fuel ou de l'huile aminée afin d'éviter la prise en masse et le dégagement de la poussière lors de sa manutention et de son stockage.

☞ Stockage :

Après le l'enrobage, le produit sera transporté par un convoyeur vers le hall de stockage.

☞ Assainissement et lavage des gaz :

Les gaz issus du granulateur, du pré-neutraliseur, du sécheur, ainsi que de la majorité des équipements de l'installation, sont soutirés à l'aide des ventilateurs pour être dépoussiérés par passage dans des batteries de cyclones, puis lavés par le liquide de lavage à travers des venturisis et des tours, et enfin expédiés à l'atmosphère.

Le schéma suivant illustre les principales étapes de production d'engrais ainsi que l'étape assainissement et lavage des gaz qui va avec.

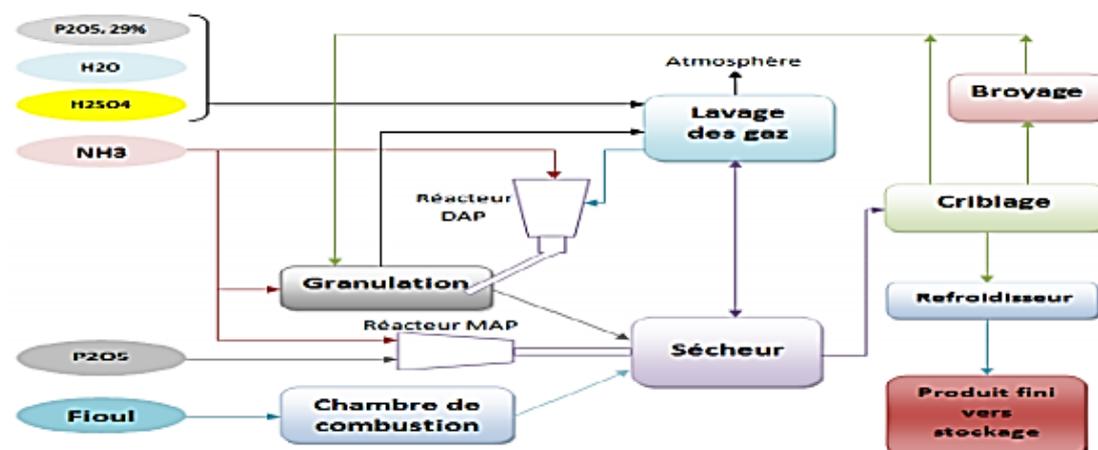


Figure 10: Assainissement et lavage de gaz

Conclusion

Pour conclure, la formation OCP offerte dès notre arrivé au site et les tournées faites sur tout son périmètre, tout au long de la première et deuxième semaine du stage, étaient bénéfiques plus d'un titre, c'était une occasion pour nous de comprendre le système manageriel d'une société au premier plan mondial, dans l'ensemble de ses départements et domaines d'activité d'une part, et de décortiquer le processus industriel d'une haute technologie.

D'autant plus, de s'intégrer rapidement au sein du personnel, pour pouvoir dégager les problèmes liés au projet de stage, et être plus efficace et efficient dans le travail demandé.

CHAPITRE 2

Présentation du sujet et analyse fonctionnelle du système

Ce chapitre a pour but de définir la problématique et les solutions proposées, présenter la charte du projet. Il est structuré de la manière suivante :

- *Problématique, solutions et Charte du projet.*
- *Analyse fonctionnelle du convoyeur.*

I. Introduction

Au cours de la phase d'étude d'un projet de manutention de matières brutes ou de produits finis, le choix du mode de transport doit privilégier la solution présentant le meilleur rapport coût/efficacité en fonction du volume de produits transporté, du matériel et de sa maintenance, de sa souplesse d'adaptation et de son aptitude à transporter diverses charges et même à accepter des périodes de surcharge.

De plus en plus utilisé ces dix dernières années, le convoyeur à bande est le mode de transport qui remplit les critères de choix cités précédemment. Par rapport à d'autres systèmes, c'est en fait le plus économique, compte tenu notamment de son adaptabilité aux conditions les plus diverses et les plus difficiles.

II. Problématique et solutions proposées :

1-Description du processus de transport actuel :

Le produit est stocké dans les halls de stockage et selon la demande du client se transporte vers le port pour l'exportation.

Cette opération est assurée par des convoyeurs à bande telle que chaque hall possède un convoyeur permettant d'amener les engrais vers un convoyeur désigné par BAT01.

Ce dernier possède à son extrémité un système qui permet le criblage du produit pour éviter les grains colmatés dus à son stockage.

Ensuite quatre autres convoyeurs liés en série BAT04, BAT05, BAT06 et BAT07 se cheminent pour charger le convoyeur (désigné par JPH) allant directement au port.

L'image suivante illustre le cheminement des différents convoyeurs de l'unité JFC II



Figure 11 : Implantation actuel des convoyeurs

NOTE :

Le convoyeur JPH est le dernier point de chargement des engrais pour les deux usines JFC2 et JFC4.

2-Problématique et solution proposée :

Le processus actuel présente pour les ateliers de maintenance et de production plusieurs inconvénients se résumant, en grosso modo, dans les pertes de temps et d'énergie consommé par ce chemin, en plus des pannes enregistrées dans ces convoyeurs et leurs fréquences importantes provoquant l'arrêt de transport et le débordement du produit comme indique les statistiques suivantes :

Arrêts des équipements du circuit de chargement				
Equipement	Durée totale des arrêts (par nombre d'heures)		Fréquence totale des arrêts	
	2017	2018	2017	2018
Convoyeur 518 BAT05	38,9	17	23	16
Convoyeur 518 BAT07	17	3,99	8	3
Convoyeur 518 BAT04	4,3	7,79	4,3	5
Totale	60,2	28.78	35,3	24

Tableau 2: Arrêts des équipements dans les années 2017 et 2018

On a intervenu donc, dans un contexte de développement des deux ateliers, en suggérant plusieurs solutions dont on site :

- **Solution 1 :** éliminer le convoyeur BAT05 et translater le BAT06 et BAT07 vers le convoyeur BAT04.
- **Solution 2 :** éliminer les quatre convoyeurs 04, 05, 06 et 07 et concevoir un autre convoyeur qui lie directement entre le BAT01 et le JPH

Solution retenue :

Après une discussion avec l'équipe responsable de ces convoyeurs et leurs maintenances, en traitant les avantages et les inconvénients que présentent chaque solution, on a choisi de retenir la solution S2 pour plusieurs raisons qui sont :

- Rapidité du transport ;

- Gain d'espace ;
- Réduire la consommation d'énergie ;
- Réduire le nombre d'arrêt ;
- Diminuer le taux d'interventions pour la maintenance et la réparation ;
- Réduire le nombre de pièce de rechange ;
- Augmenter le suivi du plan de maintenance ;
- ...

3-Contexte général du projet

3-1. Charte du projet

La réussite d'un projet nécessite une bonne gestion. La charte du projet est un outil très répandu qui permet de visualiser dans le temps les tâches diverses à accomplir et définir les rôles des acteurs qui vont participer à la réalisation des objectifs. Nous présentons dans le tableau suivant, la charte du projet qui se matérialise par une fiche qui résume le projet, les objectifs, le planning, et les responsables.

OCP Jorf Lasfar el Jadida	Charte de projet	Préparé par : BOUGRINE WAHIBA NAJI IKRAM
Atelier : Maintenance mécanique	Responsable du projet : REGGAD MOUNIR	Date :01/02/2019
Nom du projet : Etude, conception d'un convoyeur à bande et élaboration du plan de maintenance.		
Processus/Secteur : Production mécanique	N° projet : 1	Site : jorf fertilizer company 2
Description du projet : Le cahier de charge élaboré en collaboration avec notre parrain de stage se focalise essentiellement sur l'étude et la conception d'un convoyeur à bande et élaboration du plan de maintenance.		
Description (du point de vue client) : Dans le cadre de sa démarche de performance et d'amélioration continue, OCP jorf Lasfar El Jadida/Maroc doit développer une culture		

de satisfaction du client, préserver la continuité de production avec les moins des couts et conserver la qualité du produit en respectant les exigences des clients.	
Description (du point de vue opérateur) : Depuis la définition des nouvelles exigences de production, la zone de production connaît beaucoup de problèmes en termes d'arrêt de chargement du produit finis. L'objectif d'OCP jorf Lasfar est d'améliorer ses moyens de transport (convoyeurs) pour minimiser les couts de maintenance et le nombre d'effectif	
Indicateurs de succès : Respect des standards OCP jorf Lasfar, respect du planning maintenance, satisfaction clients internes	Processus concernés : Production/Maintenance /qualité/Ingénierie/Méthode
Objectifs du projet : conception d'un nouveau convoyeur dans le but de réduire les couts des dépenses	Périmètre/ limites du projet : Minimiser le nombre des convoyeurs utilisés.
Bénéfices du projet : Réduction des couts, Optimisation de la performance et du rendement de l'atelier.	Risques principaux : Délai insuffisant pour perfectionner le projet

Tableau 3: La charte du projet

Rôle	Secteur	Nom	Prénom
Chef de service	Maintenance mécanique	Reggad	Mounir
Chef de stock	Maintenance mécanique	Blmamounia	Mhammed
Stagiaires ingénieurs	Génie Mécanique et Productique	Bougrine Naji	Wahiba Ikram

Tableau 4 : L'équipe de pilotage

3-2. Planification du projet

Pour mener à bien notre projet, on a établi un planning de différentes tâches recouvrant toute la période de notre stage à travers un diagramme de GANTT, ainsi les missions de notre projet sont enchaînées selon les processus management de projet.

Les différentes actions de ces processus sont rassemblées en utilisant le logiciel Gantt Project pour générer la planification des tâches à effectuer durant cette période du stage.

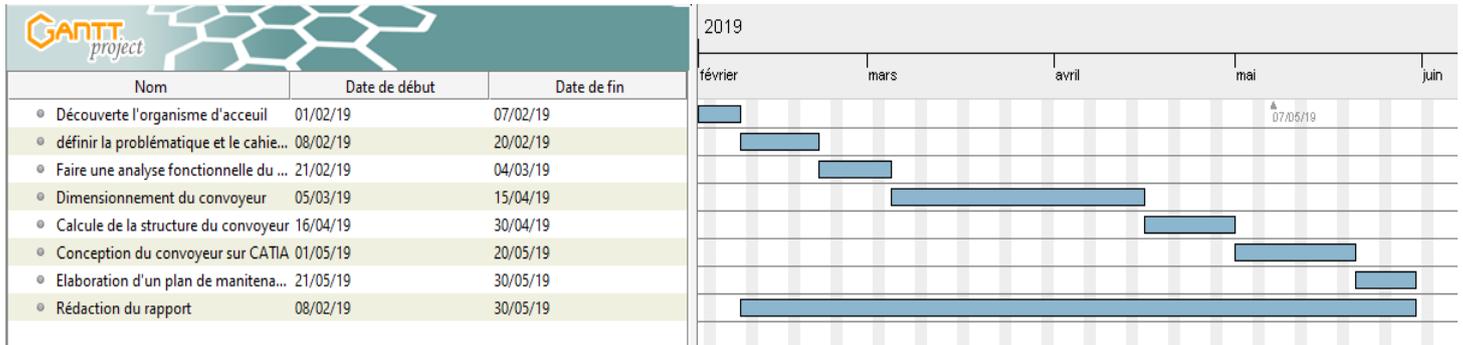


Figure 12: Diagramme GANTT prévisionnel

III. Analyse fonctionnelle du « convoyeur »

L'analyse fonctionnelle est une démarche qui « consiste à rechercher et à caractériser les fonctions offertes par un produit pour satisfaire les besoins de son utilisateur. »

La démarche est généralement conduite en mode projet et peut être utilisée pour **créer** (conception) ou **améliorer** (reconception) un produit.

L'analyse fonctionnelle est possible grâce à des outils clairement définis dont on trouve :

- **La bête à cornes**, qui permet d'exprimer la recherche du besoin.
- **Le diagramme pieuvre**, qui permet de définir les liens (c'est-à-dire les fonctions de service) entre le système et son environnement. Ce diagramme permet de recenser la plupart des fonctions du système.
- **Le diagramme FAST** qui permet la recherche de solutions technologiques.

1. Bête à corne :

Le diagramme bête à corne permet de déterminer les exigences fondamentales qui justifient la conception du système, à l'aide des trois questions fondamentales :

- A qui rend-il service ?
- Sur quoi agit-il ?
- Dans quel but ?

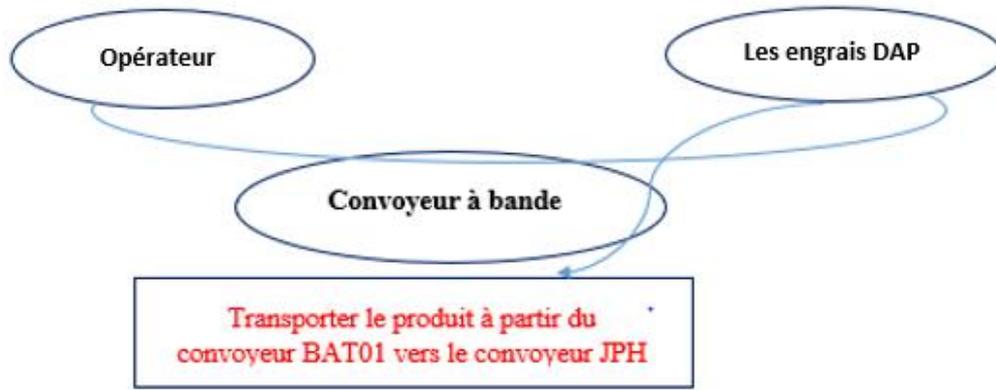


Figure 13: Diagramme bête à corne

2. Diagramme PIEUVRE :

L'outil « diagramme pieuvre » est utilisé pour analyser les besoins et identifier les fonctions de service d'un produit. Le diagramme met en évidence les relations entre les différents éléments du milieu environnant et le produit. Ces différentes relations sont appelées les fonctions de service qui traduisent l'action attendue ou réalisée par le produit pour satisfaire le besoin.

Il existe deux types de fonctions:

- Les fonctions principales notées FP, correspondant au service rendu par le système pour répondre aux besoins.
- Les fonctions contraintes notées FC, traduisant des réactions, des résistances ou des adaptations à des éléments du milieu extérieur.

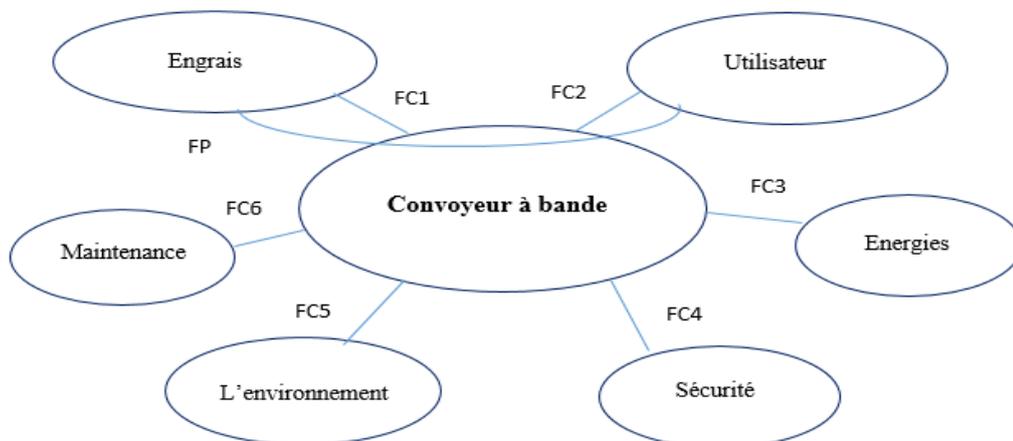


Figure 14: Diagramme Pieuvre

FP1 : Permettre aux utilisateurs de transporter le produit ;

FC1 : S'adapter au produit transporté ;

FC2 : Etre facile à manœuvrer ;

FC3 : S'adapter aux sources d'énergie électrique ;

FC4 : Respecter les normes de sécurité ;

FC5 : Respecter l'environnement ;

FC6 : Etre réparable.

3. Diagramme FAST

Un diagramme FAST présente une traduction rigoureuse de chacune des fonctions de service en fonction technique, puis matériellement en solution constructive (solution technique). Une fonction technique, à la différence d'une fonction de service, n'a pas de *finalité* : elle représente une tâche ou une opération nécessaire pour accomplir quelque chose de plus important pour l'utilisateur.

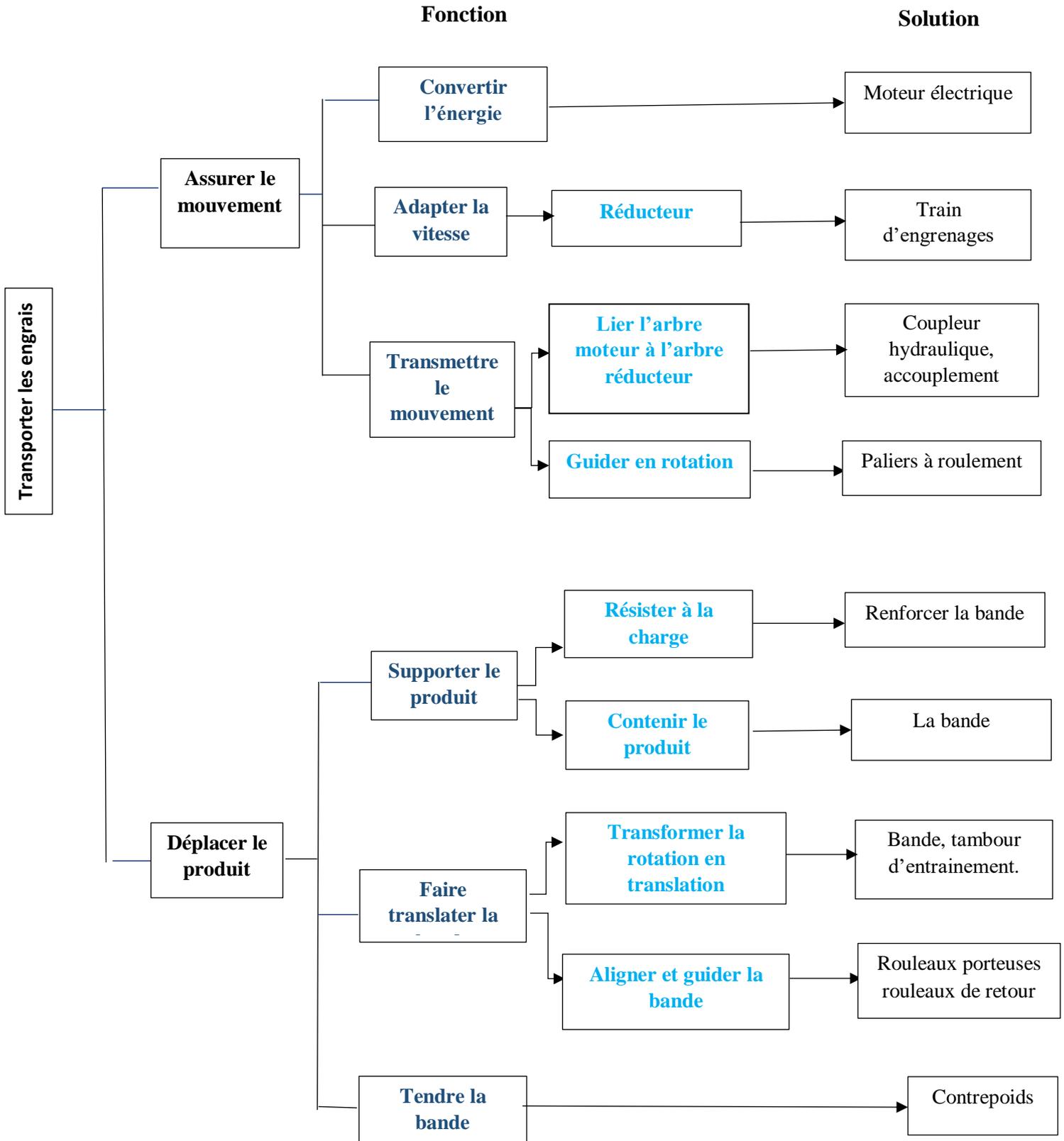


Figure 15: Diagramme FAST

Conclusion :

Après avoir identifié la problématique et choisir la solution convenable, on a effectué une analyse fonctionnelle du système qui nous a permis d'identifier les principales fonctions du convoyeur et proposer les solutions techniques relatives, ce qui nécessite une étude particulière pour calculer les paramètres nécessaires telles que la vitesse, le couple et bien évidemment le calcul de dimensionnement de la structure

CHAPITRE 3

Conception, dimensionnement et calcul du support.

Ce chapitre a pour objectif de dimensionner les différents composants du convoyeur, ainsi que son support. Il étalera les axes suivants :

- *Conception, dimensionnement des composants du convoyeur*
- *Calcul de la structure par éléments finis sur CATIAV521.*

I. Introduction

Dans ce chapitre nous traitons le dimensionnement et la conception du convoyeur à bande.

Le but de cette étape est de choisir les dimensions à donner pour un élément de structure, de telle façon qu'il puisse résister aux efforts qui lui sont soumis, et ne pas trop se déformer, ainsi que le choix des éléments structuraux. Nous souhaitons concevoir des structures qui soient économiques qui ne gaspillent pas inutilement les matériaux et qui puissent se comporter d'une manière durable. et finalement en utilisant un outil de conception assisté par ordinateur.

II. Caractéristiques techniques d'un convoyeur à bande

1-Définition d'un convoyeur

Le convoyeur est un système de manutention automatique qui permet de déplacer des produits finis ou bruts d'un poste à un autre par un mécanisme de transmission de puissance. Cette dernière est transmise d'un arbre moteur vers un ou plusieurs arbres récepteurs par l'intermédiaire de courroies ou de chaînes.

Le produit ou la marchandise étant placé sur une bande ou sur une tôle, se déplace d'une manière uniforme dans un circuit fermé. La vitesse de déplacement est relative à la vitesse de rotation du moteur et peut être réduite ou augmentée selon la volonté de l'opérateur en tenant compte de quelques paramètres tels que la productivité et la cadence de production.

2- Composants et leur dénomination

Le schéma ci-dessous indique les principaux éléments d'un convoyeur à bande.

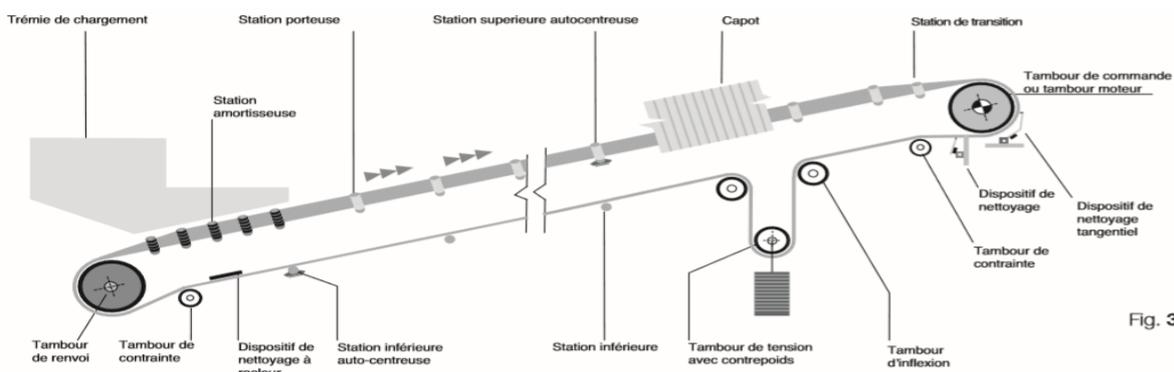


Fig. 3

Figure 16: Composants d'un convoyeur à bande

➤ Tête motrice :

Elle peut être de conception traditionnelle ou équipée d'un tambour moteur.

- **Conception traditionnelle** : Comporte un groupe d'entraînement constitué d'un tambour de commande dont le dimensionnement est adapté à la charge supportée par la bande et un tambour de renvoi à l'extrémité opposée. La puissance est transmise par une boîte d'engrenages directement accouplée ou par une transmission par arbre directe ou parallèle entraînant le tambour de commande avec un couple adapté.
- **Tambour moteur** : Dans cette configuration, le moteur, la boîte d'engrenages et les roulements constituent un ensemble complet, enfermé et protégé à l'intérieur d'un carter, qui entraîne directement la bande. Cette solution élimine toutes les complications liées aux transmissions extérieures, couples, etc. décrits ci-dessus pour la conception traditionnelle.

➤ **La bande :**

La bande transporte la matière première de la queue jusqu'à la tête du convoyeur. Elle se présente sous deux formes principales, plate et en auge, toute bande comporte deux faces :

- La face externe, qui est en contact avec les matériaux transportés.
- La face interne, qui est en contact avec les rouleaux ou les tambours

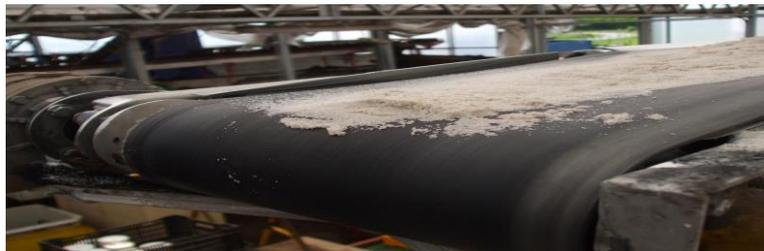


Figure 17: Bande transporteuse

➤ **Tambour de commande :**

La surface du tambour de commande peut être laissée en finition normale ou avoir un revêtement de caoutchouc dont l'épaisseur est calculée en fonction de la puissance à transmettre de manière à augmenter le coefficient de frottement et à faciliter l'évacuation de l'eau à la surface du tambour. Le diamètre du tambour est dimensionné en fonction de la catégorie et du type de bande, ainsi que des pressions calculées sur sa surface.

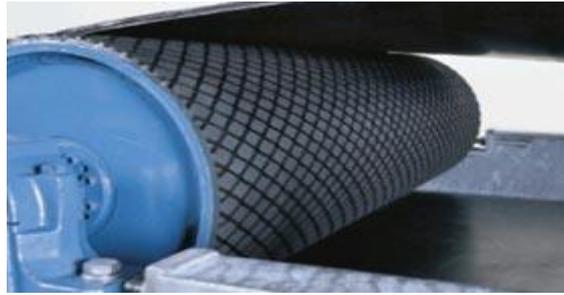


Figure 18: Tambour de commande

➤ **Tambour de renvoi :**

La surface du tambour n'a pas nécessairement besoin d'être munie d'un revêtement, sauf dans certains cas. Le diamètre est normalement inférieur à celui qui est prévu pour le tambour de commande.



Figure 19: Tambour de renvoi

➤ **Tambours d'inflexion ou de contrainte :**

Ils servent à augmenter l'arc d'enroulement de la bande et, d'une manière générale, ils sont utilisés dans tous les cas où il est nécessaire de dévier la bande au niveau des dispositifs de tension à contrepoids.



Figure 20: Tambour d'inflexion

➤ **Les rouleaux :**

Ils soutiennent la bande et tournent librement et facilement sous la charge. Ce sont les composants les plus importants du convoyeur et ils représentent une part considérable de l'investissement total. Il est fondamental de les dimensionner correctement pour garantir les performances de l'installation et une exploitation économique.

➤ **Stations porteuses en auge et stations-supports inférieures :**

Chaque station-support est constituée d'un ensemble de rouleaux installés dans un support fixe. Les stations-supports peuvent également être suspendues comme une "guirlande".

Il en existe deux principaux types : les stations supérieures qui portent la bande chargée de produit sur le brin supérieur, et les stations inférieures qui supportent la bande vide sur le brin inférieur.

▪ **Les rouleaux porteurs**

Sont généralement fixés sur des pattes de fixation soudées à une traverse ou un support. L'angle d'inclinaison des rouleaux latéraux varie entre 20° et 45°.



Figure 21: Rouleaux porteurs

▪ **Les stations-supports inférieures**

Peuvent comporter un seul rouleau sur toute la largeur ou bien deux rouleaux formant un "V" et inclinés à 10°.



Figure 22: Stations-supports inférieurs

➤ **Dispositifs de tension :**

L'effort nécessaire pour maintenir la bande en contact avec le tambour d'entraînement est fourni par un dispositif de reprise de tension qui peut être à vis, à contrepoids, ou avec un treuil motorisé. Ceux qui sont à vis sont positionnés en pied de convoyeur et sont normalement utilisés sur des appareils dont l'entraxe ne dépasse pas 30 à 40 m. Pour des convoyeurs de plus grande longueur, on utilise des dispositifs de tension à contrepoids ou à treuil, lorsque le problème de l'espace est essentiel.



Figure 23: Dispositifs de tension

➤ **Trémie :**

La trémie est conçue pour faciliter le chargement et le glissement du produit en absorbant les chocs de la charge et en évitant les colmatages et l'endommagement de la bande. Elle permet un chargement immédiat du produit et résout les problèmes d'accumulation



Figure 24: Trémie

➤ **Capots pour convoyeurs :**

Les capots pour convoyeurs ont une importance fondamentale lorsqu'il est nécessaire de protéger le produit transporté de l'air ambiant et d'assurer le bon fonctionnement de l'installation.



Figure 25: Capots pour convoyeur

➤ **Dispositifs de nettoyage :**

Le système de nettoyage de la bande doit faire l'objet d'une attention toute particulière de manière à réduire la fréquence des opérations de maintenances, notamment lorsque la bande transporte des produits humides ou collants. Un nettoyage efficace permet au convoyeur d'atteindre un maximum de productivité.

Il existe un grand nombre de types et de modèle de dispositifs de nettoyage de bande. Le plus simple est constitué d'une lame racleuse droite montée sur des supports en caoutchouc.

III. Etude du convoyeur à bande

1. Données et extrait du cahier de charge :

Les principaux facteurs qui déterminent le dimensionnement d'un convoyeur à bande sont :

- Le débit massique à transporter $Q=2000T/h$
- La vitesse du convoyeur $V=2m/s$
- Le parcours et le profil du convoyeur : convoyeur incliné
- Les caractéristiques du produit à manutentionner et particulièrement la masse volumique, l'angle d'éboulement et de l'angle de talutage :

- **La masse volumique des engrais DAP :**

La masse volumique des engrais est $950kg /m^3$.

- **Angle de talutage :**

L'angle de talutage est l'angle qui forme l'horizontale avec la surface du produit lors de son transport sur une bande en mouvement. Cet angle est généralement compris entre 5° et 15°.

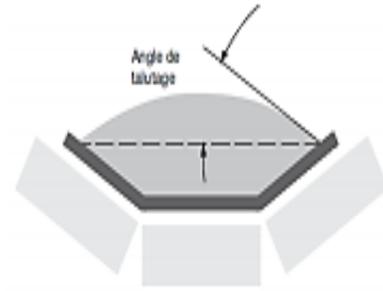


Figure 26: Angle de talutage

On a pour une bande de largeur 1800 mm et avec des rouleaux inclinés à 30°, l'angle de talutage des engrais est 10°.

- **L'angle d'éboulement :**

L'angle d'éboulement d'un produit, que l'on appelle également « angle de frottement naturel », est l'angle que la ligne de pente du produit, mis en tas librement sur une surface plane, forme avec l'horizontale. Comme le montre la figure.

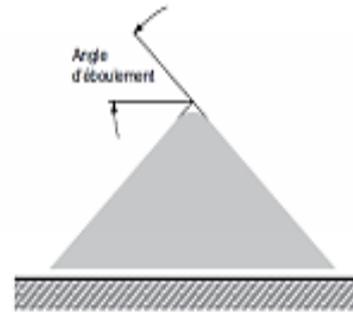


Figure 27: Angle d'éboulement

La figure suivante indique l'angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement :

Angle de talutage β					
5°	10°	20°	25°	30°	β
					
Angle d'éboulement					
0-19°	20-29°	30-34°	35-39°	40° et plus	d'autres

Figure 28: Angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement

A l'aide de la figure 28, on déduit que l'angle d'éboulement est compris entre 20° et 29°.

2. Etude du convoyeur :

2-1. Inclinaison du convoyeur :

Le convoyeur JPH se situe à une distance de 102 962mm du convoyeur BAT01 et à une hauteur H' égale à 13030mm par rapport au sol.

On détermine alors l'inclinaison du nouveau convoyeur (liant entre JPH et BAT01) et on vérifie qu'il va se trouver à une hauteur H permettant le versement du produit dans le convoyeur JPH.

On peut exprimer la capacité du convoyeur comme étant le débit volumique Q_v pour une vitesse de 1m/s (extrait du catalogue Rulmeca pour le calcul des convoyeurs à bande). Cette valeur est déterminée à partir du tableau suivant en fonction de

- La largeur de la bande
- L'inclinaison des rouleaux
- L'angle de talutage du produit.

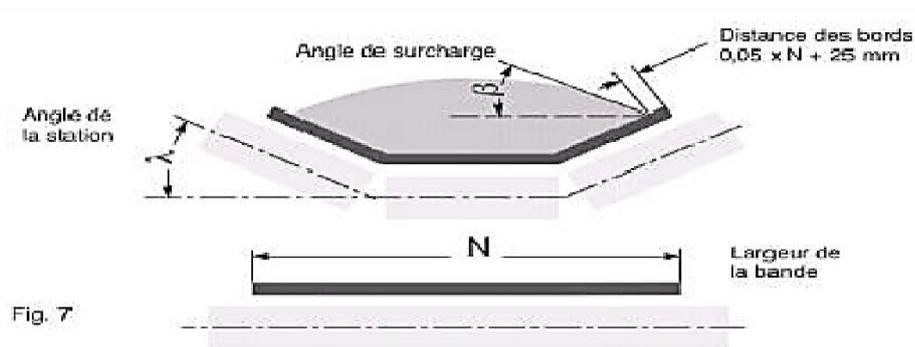


Figure 29: Largeur de la bande



Largeur de la bande mm	Angle de talutage β	lvr m ³ /h				
		$\lambda = 20^\circ$	$\lambda = 25^\circ$	$\lambda = 30^\circ$	$\lambda = 35^\circ$	$\lambda = 45^\circ$
1600	5°	616.6	716.0	803.8	875.5	997.5
	10°	760.6	853.2	934.5	997.2	1102.6
	20°	1063.8	1146.9	1214.2	1266.4	1330.2
	25°	1198.0	1302.1	1363.3	1405.4	1452.9
	30°	1432.8	1474.9	1529.6	1561.3	1593.0
1800	5°	788.7	915.4	1027.8	1119.6	1274.7
	10°	972.3	1090.8	1194.4	1274.4	1409.0
	20°	1353.2	1465.2	1551.2	1617.8	1698.8
	25°	1530.7	1663.2	1740.0	1794.9	1854.7
	30°	1796.4	1883.1	1953.0	1993.6	2032.9
2000	5°	981.7	1139.7	1279.8	1393.9	1586.5
	10°	1209.9	1357.2	1486.4	1586.1	1752.8
	20°	1690.0	1822.3	1929.2	2012.0	2112.1
	25°	1903.6	2068.2	2164.6	2231.6	2305.8
	30°	2233.4	2341.4	2427.8	2478.6	2526.8
2200	5°	1185.1	1371.5	1545.4	1691.3	1908.1
	10°	1461.1	1634.4	1796.0	1925.2	2109.2
	20°	2048.0	2199.9	2331.7	2433.2	2546.2
	25°	2316.2	2496.8	2613.6	2696.4	2777.9
	30°	2716.9	2826.3	2930.0	2995.2	3045.5

Tableau 5: Détermination de débit en fonction de la largeur de la bande et l'angle de talutage

Pour une bande de longueur 1800mm, des rouleaux inclinés à 30° et un angle de talutage égale à 10°, on obtient d'après le tableau (5) $Q_{vt}=1194.4 \text{ m}^3/\text{h}$.

Pour obtenir le débit volumique réel Q_v à la vitesse de la bande, on utilise la formule :

$$Q_v = Q_{vt} * w \quad (1)$$

w : coefficient de vitesse

Le débit massique théorique en T/h :

$$Q_{mTh} = \rho * Q_v * 0.001 \text{ T/h} \quad (2)$$

Cette valeur est multipliée par un coefficient noté K pour tenir compte de l'inclinaison du convoyeur $Q_m = Q_{mTh} * K$

K : coefficient réducteur de débit

ANGLE EN DEGRE	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Pente en %	7	9	11	12	14	16	18	19	21	23	25
Coefficient	1	0,99	0,98	0,96	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91
ANGLE EN DEGRE	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Pente en %	27	29	31	32	34	36	38	40	42	45	47
Coefficient	0,90	0,89	0,97	0,85	0,83	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,68

Tableau 6: Détermination de l'inclinaison du convoyeur

$$\text{Donc } K = \frac{2000}{1194.4 \cdot 950 \cdot 0.001 \cdot 2} \quad (3)$$

$$= 0.89$$

A partir du tableau (6), l'inclinaison du convoyeur est d'ordre de 16°.

La hauteur de dénivellation correspondante est donc 29523.87mm, c'est à dire qu'il va se trouver au-dessus du convoyeur JPH.

2-2. Bilan de puissance :

Le système de transmission doit être capable de transmettre la puissance nécessaire à l'entraînement du convoyeur.

Cette fonction a été identifiée auparavant, dans le deuxième chapitre, par le diagramme FAST issue de l'analyse fonctionnelle du système.

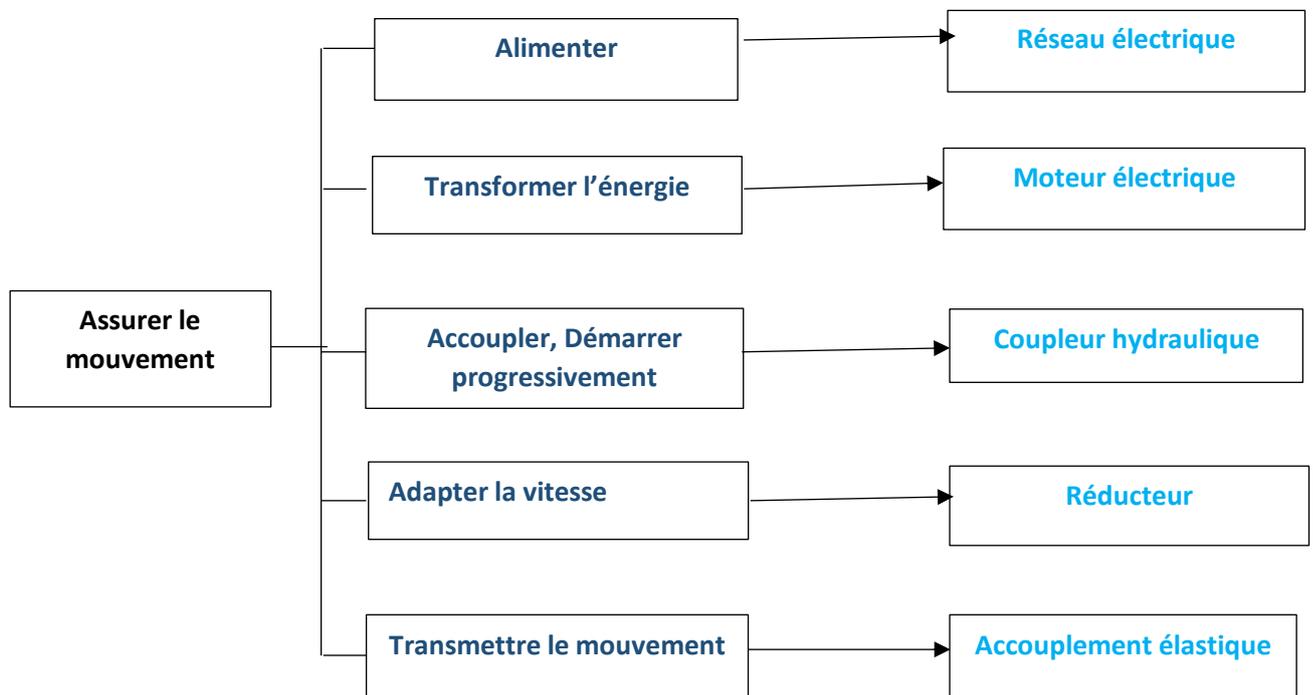


Figure 30: Bilan de puissance

En se basant sur cette étude, on obtient le schéma suivant montrant la liaison entre les différents organes de transmission de puissance :

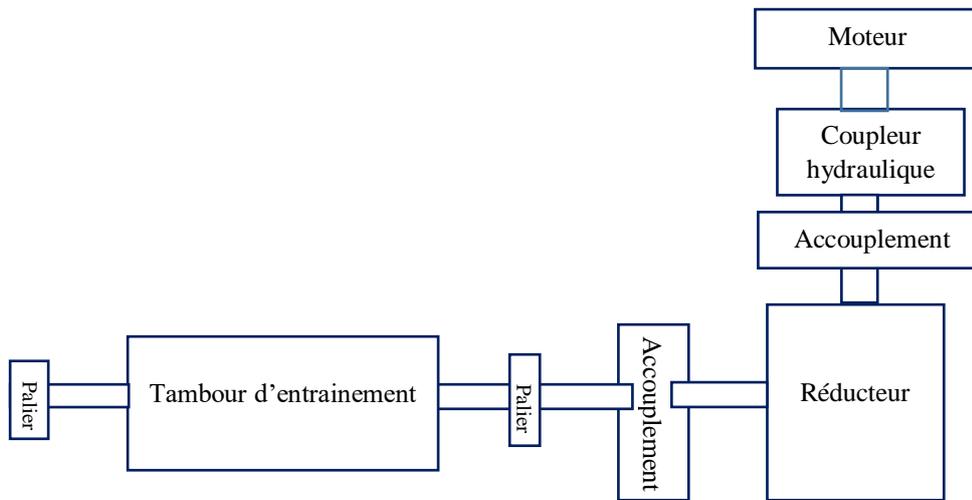


Figure 31: Liaison entre les organes de transmission du convoyeur

2-2.1. Puissance nécessaire pour entraîner le tambour d'entraînement :

Les efforts auxquels est soumis un convoyeur, varient sur sa longueur.

Il est donc nécessaire de déterminer la puissance permettant l'entraînement du système.

Elle est la somme des puissances suivantes :

- P_1 : la Puissance nécessaire pour entraîner les parties tournantes : doit surmonter les forces de frottement engendrées par les stations supports supérieures et inférieures, les tambours de renvoi et de contrainte, etc. ;
- P_2 : la Puissance nécessaire pour vaincre la résistance au déplacement horizontal du produit ;
- P_3 : la puissance nécessaire pour élever le produit du point de chargement au point de déchargement ;

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3$$

a. La puissance nécessaire pour entraîner les parties tournantes

Permet le calcul de la puissance nécessaire à la marche à vide du convoyeur, et est donné par la formule :

$$P_1 = q \cdot L \cdot f \cdot g \cdot v \cdot c \quad (4)$$

Avec, q : masse métrique des parties tournantes est donné en fonction de la largeur de la bande ;

L : longueur horizontale du convoyeur ;

f : coefficient de frottement rouleau/bande ;

v : vitesse linéaire de la bande ;

c : coefficient de majoration.

La masse métrique des parties tournantes d'un convoyeur :

Type de convoyeur	Poids /m (q)
Convoyeur de 650 mm	50 kg /m
Convoyeur de 800 mm	60 kg /m
Convoyeur de 1000 mm	70 kg /m
Convoyeur de 1200 mm	80 kg /m
Convoyeur de 1400 mm	90 kg /m
Convoyeur de 1600 mm	100 kg /m
Convoyeur de 1800 mm	110 kg /m

Tableau 7: Masse métrique des parties tournantes du convoyeur

Pour ce cas, $q = 110 \text{ kg /m}$.

Le coefficient de majoration est en fonction de la longueur du convoyeur :

Longueur en m	Coefficient	Longueur en m	Coefficient
3	9	160	1,55
5	7,6	180	1,5
10	4,5	200	1,45
15	3,6	250	1,38
20	3,2	300	1,31
25	2,9	400	1,25
30	2,8	500	1,2
40	2,4	600	1,17
50	2,2	800	1,11
60	2,1	1000	1,08
70	2	1200	1,06
80	1,90	1500	1,05
90	1,8	2000	1,04
100	1,75	2500	1,04
120	1,65	≥ 3000	1,03
140	1,60		

Tableau 8: Coefficients de majoration en fonction de la longueur du convoyeur

En utilisant la méthode d'interpolation, on trouve un coefficient égal à **1.73519** pour un convoyeur de longueur **102.962 m**.

Donc $P_1 = 110 * 102.962 * 0,025 * 9,81 * 2 * 1.73519$

$$P_1 = 9\ 639.52 \text{ W}$$

b. *La puissance nécessaire pour vaincre la résistance au déplacement horizontal du produit*

$$P_2 = 2,73 \cdot Q_m \cdot L \cdot f \cdot c \quad (5)$$

Avec, Q_m : Débit massique (T/h)
L : la longueur du convoyeur (m)
f : coefficient de frottement rouleau/bande
c: coefficient de majoration

Donc, $P_2 = 2,73 * 2000 * 102.962 * 0,03 * 1.73519$
 $P_2 = 29\ 264.28\ W$

c. *La puissance nécessaire pour élever le produit du point de chargement au point de déchargement*

$$P_3 = 2,73 * Q_m * H \quad (6)$$

Avec, Q_m : Débit massique T/h
H : Hauteur de dénivellation du convoyeur m
 $P_3 = 2,73 * 2000 * 29.523$
 $P_3 = 161\ 200.376\ W$

Ce qui donne la puissance totale au niveau du tambour de commande(d'entraînement)

$$P_t = 200.104\ Kw$$

2-2-2. Choix du réducteur

But :

Le réducteur de vitesse est destiné à être intercalé entre un moteur et une machine réceptrice dans le but de réduire la vitesse donnée par ce moteur et augmenter son couple.

Caractéristiques :

Un réducteur est caractérisé par :

- La puissance ;
- Le rapport de réduction ;
- Le rendement ;
- L'encombrement ;
- La température ambiante.

On s'intéresse dans cette phase à la détermination de puissance sur les deux arbres du réducteur.

La transmission de puissance entre l'arbre du tambour d'entraînement et l'arbre de sortie du réducteur est assurée par un accouplement.

Les accouplements sont des organes mécaniques, destinés à réunir, de manière permanente, deux arbres placés bout à bout comportant éventuellement des défauts d'alignement.

a. Puissance de l'arbre de sortie du réducteur

Le couple maximal à transmettre par l'intermédiaire de l'accouplement est donnée par :

$$C_{\max} = K_s \cdot C_{\text{nom}} \quad (7)$$

Où :

C_{nom} est le couple nominal transmis par l'accouplement qui vaut :

$$C_{\text{nom}} = \frac{P_r}{\omega_r} \quad (8)$$

Avec P_r : Puissance du réducteur ;

ω_r : Vitesse angulaire de l'arbre du réducteur.

K_s est un coefficient de service qui varie entre 1 et 4 selon les caractéristiques du moteur, les caractéristiques du récepteur et les conditions de fonctionnement.

Catégorie	Machine	Moteur		
		électrique	Thermique Multi cylindre	Mono cylindre
1	Petit ventilateur-pompe centrifuge-génératrice	0,95	1,4	1,7
2	Bande transporteuse-convoyeur-machine-outils à mouvement tournant-monte-charge.	1,06	1,6	1,9
3	Agitateur pour liquide- élévateur à godets ou avis-rectifieuse-surpresseur-transporteur à chaîne ou tablier métallique-ventilateur.	1,18	1,8	2,12
4	Aérateur de surface-ascenseur-broyeur à barre - compresseur centrifuge-grue-machine-outil a mouvement alternatif-malaxeur à béton-monte-charge lourd-presse à papier-remontée mécanique-transporteur à rouleaux pour tamanoir.	1,32	2	2,36
5	Aéroréfrigérant calandre-cisaille-enrouleuse-extrudeuse-presse à forge, à estamper-sécherie de machine à papier -tréfilerie-turbine-ventilateur hélicoïde.	1,5	2,24	2,65
6	Compresseur à pistons-concasseur-étireuse-laminoir-pulpeur-trancheuse.	1,7	2,5	3

Tableau 9: Détermination approchée du facteur de service K_s

D'après le tableau (9), pour un convoyeur alimenté par un moteur électrique $K_s=1,06$.

C_{\max} est le couple transmis au tambour d'entraînement provoquant sa rotation :

$$C_{\max} = \frac{P_t}{\omega_t} \quad (9)$$

Avec P_t : puissance d'entraînement du tambour

ω_t : vitesse angulaire du tambour de commande

$$\text{Donc : } \frac{P_t}{\omega_t} = K_s \frac{P_r}{\omega_r}$$

On fait l'hypothèse que $\omega_r = \omega_t$

On obtient la puissance nécessaire sur l'arbre de sortie du réducteur

$$P_{r,\text{sortie}} = P_t / K_s$$

$$P_{r,\text{sortie}} = 188,77 \text{ Kw}$$

b. Puissance de l'arbre d'entrée du réducteur

Sachant la puissance de sortie du réducteur, on peut à partir du rendement déterminer sa puissance d'entrée.

D'après des recherches dans les catalogues des réducteurs, on a trouvé que le rendement varie entre 0.87 et 0.90%, et on a consulté également l'atelier de maintenance mécanique qui nous a recommandé de le prendre égale à 0.90 d'après les catalogues qu'ils possèdent.

On a $\eta_r = \frac{P_s}{P_e}$ (10)

ce qui donne $P_{r.entr\acute{e}e} = \frac{P_s}{\eta}$

$$P_{r.entr\acute{e}e} = \frac{188,77}{0,9} = 209,74 \text{ Kw}$$

2-2-3. Choix du coupleur hydraulique**Rôle :**

Le coupleur hydraulique est un dispositif d'accouplement temporaire entre un arbre dit moteur et un arbre dit récepteur à commande automatique. Il trouve son domaine d'application dans les environnements difficiles où de grandes masses doivent être accélérées en douceur (**Bandes transporteuses**, moulins, concasseurs, broyeurs, agitateurs...).

Construction :

Il se compose :

- D'une roue motrice appelée pompe munie d'ailettes formant des aubes ;
- D'une roue réceptrice appelée turbine munie d'ailettes formant des aubes ;
- Un déflecteur ;
- Un carter réservoir ;
- Une chambre de retardement ;
- Un ou deux bouchons fusibles avec éventuellement un rupteur thermique ;
- Des roulements ;
- Deux bouchons de remplissage et vidange ;
- Bagues d'étanchéité faites en Viton (matière qui supporte une température de 200°C et une pression de 3 bars).

Principe de fonctionnement :

Les forces sont transmises par le transfert d'un liquide (par exemple huile) circulant entre les roues d'entrée et de sortie qui sont mécaniquement séparées l'une de l'autre.

Ci-dessus le principe de fonctionnement du coupleur hydraulique :

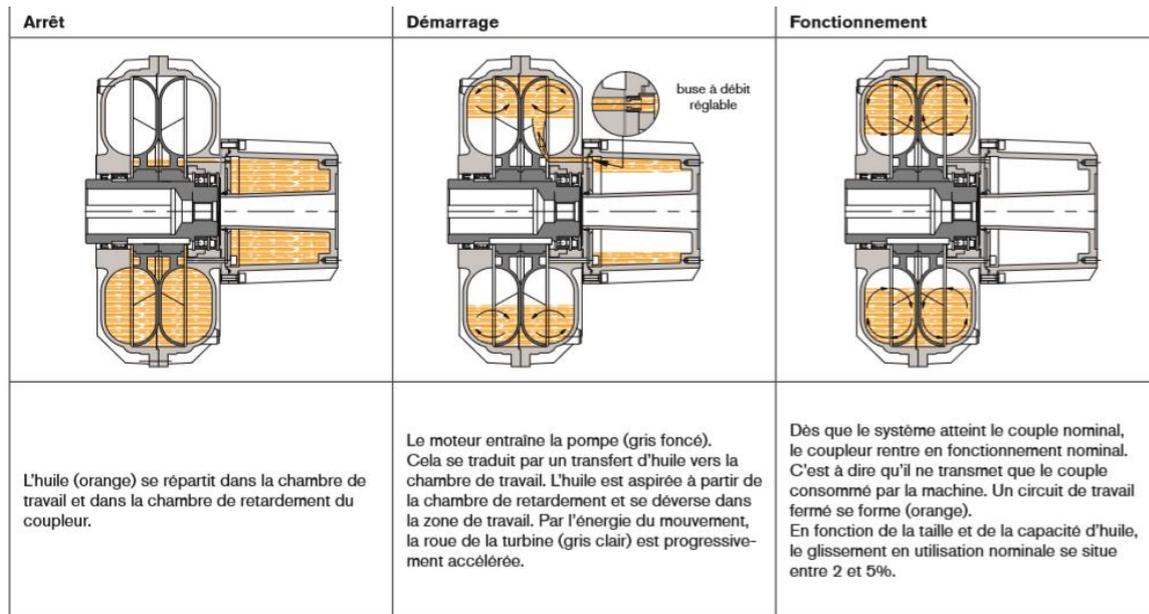


Figure 32: Principe de fonctionnement du coupleur hydraulique

Par sa structure et ses caractéristiques, le coupleur offre les avantages suivants :

- Démarrage progressif de machines ;
- Fonctionnement moteur à vide, sans surdimensionnement du moteur ;
- Protection des composants de l'installation et du réseau électrique ;
- Protection de la ligne d'arbre ;
- Transfert de puissance sans usure ;
- Amortit les vibrations dans la chaîne cinématique ;
- Régulation facile du couple ;

Le calcul de la puissance d'un coupleur hydraulique :

On a la puissance du réducteur est : $P_r=209,74 \text{ Kw}$

On a procédé de la même façon pour le choix du rendement du coupleur hydraulique $\eta_c=0,85$

On a $\eta_c = \frac{P_r}{P_c}$ (11)

ce qui donne $P_c = \frac{P_r}{\eta}$

$P_c=246,75 \text{ Kw}$

2-2-4. Choix du moteur électrique

Rôle :

Un moteur électrique est une machine électromécanique capable de transformer l'énergie électrique en énergie mécanique.

Principe de fonctionnement :

La machine se compose essentiellement d'un rotor (électro-magnétique) tournant à l'intérieur d'un stator (électro-magnétique) fixe. Celui-ci produit un champ magnétique fixe grâce à des aimants.

Calcul de la puissance du moteur :

Etant donnée les rendements du réducteur et du coupleur hydraulique $\eta_r=0,9$, $\eta_c=0,85$ respectivement, on peut calculer la puissance du moteur avec la formule suivante :

$$P_m = \frac{P_t}{\eta_r * \eta_c} = \frac{200,104}{0,765} = 261,57 \text{ kw} \quad (12)$$

Les puissances du moteur sont normalisées, ci-dessous un tableau de puissance disponible dans l'industrie :

30	40	50	60	75
100	125	180	220	
270	340	440	480	

Tableau 10: Tableau de normalisation de la puissance du moteur

Donc la valeur approchée de 261.57 Kw est 270 Kw.

3. Etude de la bande transporteuse :

Le convoyeur à bande est conçu pour transporter des produits en continu sur la face supérieure de **la bande**. Les surfaces de la bande (supérieure sur le brin porteur et inférieure sur le brin de retour) sont en contact avec une série de rouleaux montés sur le châssis du convoyeur en un ensemble appelé station-support. A chaque extrémité du convoyeur, la bande s'enroule sur un tambour, l'un d'entre eux étant relié à un groupe d'entraînement pour transmettre le mouvement qu'on appelle tambour d'entraînement ou de commande.

3-1. Caractéristiques et critère de choix

Caractéristiques :

- Largeur en mm (définie dans la première partie= 1800 mm) ;
- La qualité du revêtement ;
- L'épaisseur du revêtement ;

- Le type de carcasse :
 - Bande à carcasse textile
 - Bande à carcasse acier
- Le nombre de plis
- Mode de jonctionnement :
 - Par agrafage
 - Par vulcanisation

Différents éléments sont à prendre en compte lors de la sélection du type de bande :

- La nature de la bande qui est dépendante du matériau transporté (caoutchouc, polyuréthane, PVC, etc.) ;
- La qualité du revêtement qui est aussi dépendante du matériau transporté ;
- Résistance à la rupture ;

3-2. Choix de la nature de la bande :

La bande transporteuse en **caoutchouc** est le moyen le plus économique pour transporter des matériaux solides en masse de manière à couvrir toute distance. Toutes les bandes transporteuses en caoutchouc se composent de deux éléments différents :

- **Une carcasse centrale** qui donne les caractéristiques mécaniques au produit, comme la force de tension et les élongations. Il y a deux familles principales de bandes : à carcasse textile et à carcasse acier.
- **Deux revêtements** en caoutchouc, nommés revêtements supérieur et inférieur, qui protègent la carcasse et caractérisent la bande.

Remarque :

- Les carcasses en acier sont utilisées pour les convoyeurs de grande géométrie allant jusqu'à kilomètres de longueur car l'allongement de l'acier est très faible.
- Les carcasses en textile sont utilisées dans les autres cas tel que dans ce cas.

3-3. Choix de revêtement

Les critères à prendre en compte pour le choix du revêtement sont :

- La résistance à l'abrasion ;
- La résistance à la chaleur ;
- La résistance aux produits chimiques et/ou produits gras ;
- La résistance au feu ;

Les engrais sont des produits abrasifs, et par conséquent, la bande doit être à plis multiples résistants à l'abrasion.

Pour ces revêtements, on trouve plusieurs qualités comme montre la figure ci-dessus extraite d'un catalogue utilisé pour le choix des bandes transporteuses en caoutchouc à carcasse textile EP (POLYESTER - NYLON MULTIPLIS).

Résistance à l'abrasion

CL (grade L ISO 10247 -grade Y DIN 22102 – grade RMA 2) :
 -Revêtement standard en caoutchouc anti-abrasif. CL est un revêtement conseillé pour toute application au sol et pour la plupart des matériaux. La ou on demande la résistance à l'abrasion. Les bandes transporteuses avec les revêtements CL sont indiquées pour transporter des matériaux lourds et/ou abrasifs tels que le gravier, la pierre, le charbon, le ciment.

EC (grade D ISO 10247 -grade W DIN 22102 – grade RMA 1) :
 -Extra revêtement en caoutchouc anti-abrasif. EC est un revêtement de qualité supérieure. Conseillé surtout là où on demande une résistance extra à l'abrasion. Les caractéristiques de résistance au découpage, à la déchirure et à l'abrasion ainsi que sa longue durée de vie, améliorent la qualité de la bande. EC a été spécialement projeté pour la sidérurgie et les mines. Toutefois, il est également indiqué pour le coke, le sel, le calcaire, les minéraux, même en grande taille.

SC (grade H ISO 10247 -grade X DIN 22102) :
 -Revêtement supérieure en caoutchouc anti-abrasif résistant au découpage. SC est un revêtement indiqué pour des emplois spécifiques lorsque la résistance à la déchirure et à l'élongation est la caractéristique la plus importante. il est en tout premier lieu utilisé pour transporter le verre et le quartz.

AS-Revêtement anti-abrasif pour applications extrêmes. Le mélange de revêtement AS. Est projeté pour offrir une résistance maximum à l'abrasion pour toute application ou on demande un ultérieur accroissement de la vie utile des bandes avec revêtement anti-abrasif conventionnels. Les excellentes caractéristiques mécaniques assurent en outre une exceptionnelle résistance à la déchirure et aux découpages en permettant l'emploi avec matériaux particulièrement lourds tels que les minéraux en grande taille. Bauxite, etc, ou en situations d'installation critiques caractérisées par systèmes de chargement et/ou de déchargement atypiques. AS garantit et dépasse les grades W. DIN22102 et D- ISO 10247 en assurant une résistance à l'abrasion de 30-50 mm³.

Figure 33: Différentes qualités de revêtement anti-abrasif

Vu les caractéristiques du produit transporté, on choisit un revêtement standard en caoutchouc anti-abrasif **CL**.

3-4. Résistance à la rupture, classe de la bande

Les bandes transporteuses sont définies par une caractéristique nommée « **classe de la bande** ». La classe de la bande en N /mm de largeur est la résistance à la traction statique en plein épaisseur par mm de largeur (On l'appelle aussi tension de rupture) et qui vaut :

$$C = \frac{R_r}{L} \quad (13)$$

Avec R_r : Résistance à la rupture en N ;

L : largeur de la bande en mm.

Et $R_r = T.s \quad (14)$

Avec T : tension sur le brin conducteur en N ;
 S : coefficient de sécurité $\left\{ \begin{array}{l} = 10 \text{ pour les convoyeurs à carcasses} \\ = 8 \text{ pour les convoyeurs à carcasse métallique} \end{array} \right.$

Il est donc nécessaire de prendre en considération les différentes tensions qui doivent être vérifiées dans un convoyeur ayant un système d'entraînement de bande motorisé.

Tension de la bande :

La puissance transmise au tambour d'entraînement permet le guidage de la bande. Pour l'augmenter, plusieurs solutions ont été développées :

- Augmenter et changer le type de surface de contact ;
- Augmenter l'angle d'enroulement.

Ce qui justifie l'utilisation des tambours de contrainte pour les convoyeurs à bande.

Cette solution permet également d'éviter les problèmes dus au glissement (échauffement du système, pertes de puissance par effet joules, usure des tambours et de la bande...).

La rotation du tambour entraîne la création d'un couple C tel que :

$$P = C \cdot w \quad (15)$$

Avec : $w = \frac{v}{R}$ (entraînement sans glissement) $\left\{ \begin{array}{l} V : \text{vitesse linéaire de la bande} \\ R : \text{rayon du tambour d'entraînement} \end{array} \right.$

Ce couple possède une force tangentielle F permettant une liaison glissière entre la charge et la bande.

Donc
$$P = F \cdot R \cdot \frac{V}{R}$$

$$= F \cdot v$$

Une application numérique donne :

$$F = \frac{P}{v} = \frac{200 \cdot 104.018}{2} = 100 \, 052.09 \text{ N}$$

L'effort tangential F sur la circonférence du tambour d'entraînement correspond à la différence entre deux tensions T (côté entrée) et t (côté sortie).

$$F = T - t \quad (16)$$

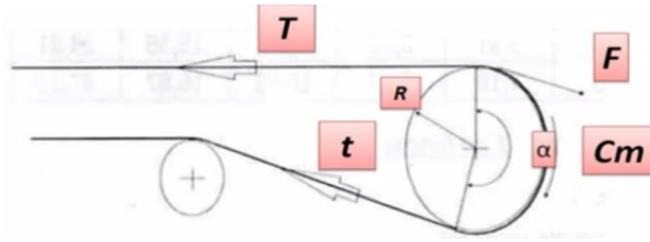


Figure 34: Les efforts appliqués sur le tambour d'entrainement

En se déplaçant sur la circonférence du tambour, la tension de la bande passe exponentiellement d'une valeur T à une valeur t , la condition limite d'adhérence est donnée par :

$$\frac{T}{t} < e^{f\alpha}$$

Avec : f : coefficient de frottement bande-tambour $\left\{ \begin{array}{l} = 0.25 \text{ pour tambour lisse} \\ = 0.35 \text{ pour tambour garni} \end{array} \right.$

α : l'angle d'enroulement en rad.

Tension t :

Le convoyeur étant à l'arrêt, il doit exister une tension sur la bande pour assurer l'entrainement sans glissement.

La tension nécessaire pour assurer l'entrainement sans glissement est donnée par la formule :

$$t = F \cdot C_{ui}$$

Le tableau ci-dessus donne la valeur du coefficient d'enroulement C_{ui} en fonction de l'arc d'enroulement, du système de tension de la bande et de l'utilisation d'un tambour avec ou sans caoutchoutage.

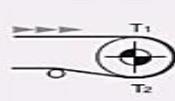
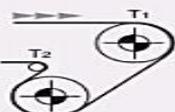
Configuration de l'entrainement	Arc d'enroulement α	Dispositif de reprise de tension à contrepoids tambour non caoutchouté		Dispositif de reprise de tension à vis tambour non caoutchouté	
		tambour non caoutchouté	tambour caoutchouté	tambour non caoutchouté	tambour caoutchouté
	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
	200°	0.72	0.42	1.00	0.75
	210°	0.66	0.38	0.95	0.70
	220°	0.62	0.35	0.90	0.65
	240°	0.54	0.30	0.80	0.60
	380°	0.23	0.11	-	-
	420°	0.18	0.08	-	-

Tableau 11: Coefficients d'enroulements

Pour un dispositif de reprise de tension à contrepoids, entraînement avec tambour de contrainte (configuration2) et un angle d'enroulement égale à 200° , $C_w=0.42$

Remarque : on vérifie par suite à l'aide de la condition d'enroulement si le choix qu'on a fait pour l'angle 200° est correcte ou non.

Une application numérique donne :

$$\begin{aligned}t &= 100\,052.09 * 0.42 \\ &= 42021.87 \text{ N}\end{aligned}$$

Tension T :

Lorsque le convoyeur est mis en marche, une tension T prend naissance dans le brin conducteur et qui vaut grâce à la relation (16) :

$$\mathbf{T} = F_t + t$$

Ce qui donne :

$$\mathbf{T} = 142\,073.97 \text{ N}$$

On a :

$$\frac{T}{t} = 0.38 \leq e^{f\alpha} = 0.39$$

La relation d'adhérence est alors vérifiée. (Le choix de l'angle 200° est valide)

On calcule donc la classe de la bande à partir de la relation (13) :

$$C = \frac{142073.97 * 10}{1800}$$

$$\mathbf{C} = 789.29 \text{ N/m}$$

La valeur approchée de 789.29 est 800N/mm.

On a donc une bande de classe 800N /mm et de largeur 1800mm ce qui signifie que chaque mm de largeur résiste à 800N.

Les classes de la bande sont normalisées : (en N/mm)
250, 315, 400, 500, 630, **800**, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150.

3-5. Dispositifs de reprise de tension :

L'effort nécessaire pour maintenir la bande en contact avec le tambour d'entraînement est fourni par un dispositif de reprise de tension qui est pour ce cas le contrepoids. Ce dernier fournit un effort de tension constant à la bande, quelles que soient les conditions. Son poids est calculé en fonction des limites minimales nécessaires pour assurer la tension correcte de la bande et éviter toute surtension.

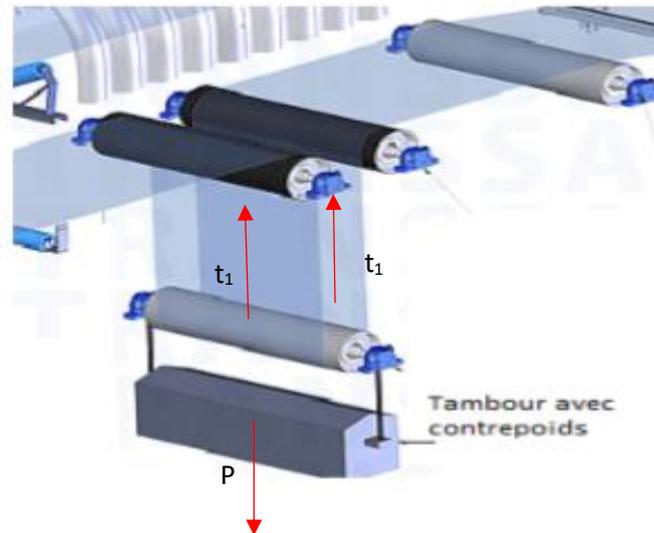


Figure 35: Système de tension a contreponds

On a $2T_1 = Mg$ (17)

→ $M = \frac{2 \cdot T_1}{g}$

Avec $t_1 = t + \frac{0,3 \cdot P_1}{V} \cdot \frac{L_1}{L} - b \cdot g \cdot h$

Où t : tension dans le brin inférieur de la bande (déjà calculé),

P_1 : puissance nécessaire pour la marche vide (calculé auparavant),

V : vitesse linéaire de la bande,

L : l'entraxe du convoyeur,

L_1 : distance horizontale entre dispositif de tension et tambour d'entraînement,

h : la dénivellation correspondante,

b : la masse linéique de la bande transporteuse ;

$g = 9.81 \text{ N/Kg}$.

Vu l'importance du contreponds et pour faciliter sa maintenance, on prend la distance L_1 égale à 47.962 m et donc une dénivellation h d'ordre de 15.484 m.

La masse linéique est en fonction de la classe de la bande. Le tableau ci-dessous donne la masse métrique de la carcasse de la bande, ainsi que l'épaisseur recommandée pour le revêtement :

Style de la bande N/mm	Nombre de plis	Poids total de la carcasse Kg/m ³	Epaisseur de revêtement (±5%) mm
250/2	2	2,2	1,9
315/2	2	2,7	2,3
400/3	3	3,3	2,9
500/3	3	4,1	3,5
500/4	4	4,4	3,8
630/3	3	4,9	4,0
630/4	4	5,4	4,6
800/3	3	6,0	4,9
800/4	4	6,5	5,4
1000/3	3	7,1	5,7
1000/4	4	8,0	6,4
1000/5	5	8,1	6,8
1250/3	3	9,0	6,9
1250/4	4	9,5	7,6
1250/5	5	10,0	8,0
1600/4	4	11,9	9,2
1600/5	5	11,9	9,5
2000/4	4	15,0	11,4
2000/5	5	15,0	11,4
2500/5	5	18,7	14,2
3150/6	6	22,3	17,4

Tableau 12: Poids de la carcasse de la bande en caoutchouc EP

Qualité	Épaisseurs des revêtements							
	1 mm	2 mm	3 mm	4 mm	5 mm	6 mm	7 mm	8 mm
CL	1,18	2,36	3,54	4,72	5,90	7,08	8,26	9,44
EC	1,15	2,30	3,45	4,60	5,75	6,90	8,05	9,20
SC	1,12	2,24	3,36	4,48	5,60	6,72	7,84	8,96
AS	1,12	2,24	3,36	4,48	5,60	6,72	7,84	8,96
BS	1,30	2,60	3,90	5,20	6,50	7,80	9,10	10,40
AG	1,35	2,70	4,05	5,40	6,75	8,10	9,45	10,80
OH	1,25	2,50	3,75	5,00	6,25	7,50	8,75	10,00
OM	1,25	2,50	3,75	5,00	6,25	7,50	8,75	10,00
PL	1,25	2,50	3,75	5,00	6,25	7,50	8,75	10,00
CX	1,15	2,30	3,45	4,60	5,75	6,90	8,05	9,20
MX	1,15	2,30	3,45	4,60	5,75	6,90	8,05	9,20
TX	1,10	2,20	3,30	4,40	5,50	6,60	7,70	8,80

Tableau 13: Poids du revêtement en kg/m²

Donc le poids total de la bande, sachant qu'on a 4 plis et 2 revêtements, est :

$$b = 6.5 + (7.08 * 2) * 4 \quad (18)$$

$$b = 63.14 \text{ kg/m}^2$$

Donc
$$t1 = 42\,021.87 + \left(\frac{0,3 * 9639,52}{2} * \frac{47,962}{102,962} \right) - (63,14 * 9,81 * 15,484)$$

$$t1 = 33104.57 \text{ N}$$

D'où
$$M = 6.74 \text{ T}$$

3-6. Support de la bande :

3-6-1. Les rouleaux

Dans un convoyeur, le composant le plus coûteux et le plus susceptible d'être endommagé est la bande. Les rouleaux qui la soutiennent sur toute sa longueur sont tout aussi importants et il convient de les concevoir, de les choisir et de les fabriquer de manière à optimiser leur durée de vie et celle de la bande.

Construction :

- Une virole en tôle d'acier ;
- Deux roulements ;
- Des circlips ;
- Joints d'étanchéité à feutre ;
- Un axe avec extrémité circulaire et méplat.

Différentes sortes de rouleaux :

➤ Rouleau de parcours :

Ce sont des rouleaux à virole nue qui supportent la bande

➤ Rouleau anti-colmatant :

Ce sont des rouleaux équipés de rondelles en caoutchouc vulcanisé pour éviter le colmatage des rouleaux inférieurs et tambours nus ainsi on augmente la durée de vie de la bande. Ils sont placés sous le brin inférieur.

➤ Rouleaux antichoc ou amortisseurs :

Ce sont des rouleaux revêtus ou équipés de rondelles en caoutchouc vulcanisé, placés au point de chargement sous le brin supérieur pour éviter la détérioration de la bande.

➤ Rouleaux dégrasseurs :

Equipés de bagues en caoutchouc à pas contraire pour le nettoyage de la face porteuse, placés sous le brin inférieur juste après le racleur.

Choix du diamètre des rouleaux :

Le choix du diamètre doit tenir compte de la largeur de la bande. Le tableau suivant indique le diamètre des rouleaux en fonction de la largeur et la vitesse de la bande :

Largeur de la bande mm	Pour une vitesse								
	≤ 2 m/s			$2 \div 4$ m/s			≥ 4 m/s		
	Ø rouleau mm			Ø rouleau mm			Ø rouleau mm		
500	89			89					
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	194
1800	159	159	194	159	194				
2000	159	194		159	194		159	194	
2200 et autres	194			194			194		

Tableau 14: Diamètre recommandé pour les rouleaux

Le diamètre recommandé pour une bande de largeur 1800mm, de vitesse 2m/s est 159mm.

3-6-2. Type de station support, écartement et longueur de transition

Type :

Chaque station-support est constituée d'un ensemble de rouleaux installés dans un support fixe.

Il en existe trois principaux types :

- **Stations supérieures** : ont pour rôle de supporter le brin porteur de la bande, de lui donner une forme d'auge et d'assurer son déplacement sur une trajectoire rectiligne.
- **Stations inférieures** : ont pour rôle de supporter et guider le brin de retour.
- **Stations auto-centreuses** assurent le centrage de la bande d'une façon automatique en cas de déport. Elles sont installées tous les 50 mètres sur le brin supérieur et inférieur.

Écartement des stations-supports :

L'écartement de station-support est la distance entre deux stations successives.

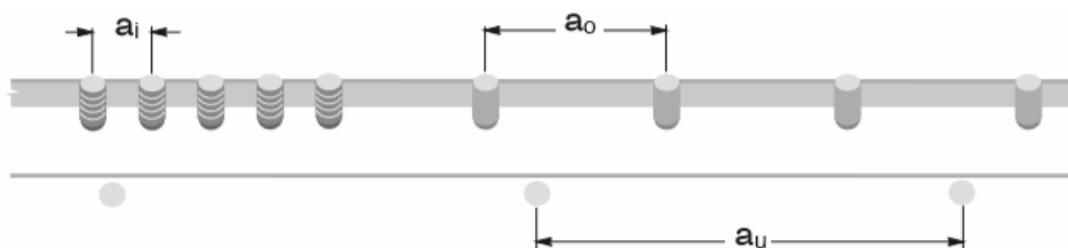


Figure 36: Écartement des stations-supports

Le tableau suivant préconise l'écartement maximal entre les stations-supports en fonction de la largeur de la bande et de la masse volumique du produit transporté.

Largeur de la bande m	Ecartement des stations supérieures masse volumique du produit transporté t/m ³			Inférieures m
	< 1.2 m	1.2 ÷ 2.0 m	> 2.0 m	
300	1.65	1.50	1.40	3.0
400				
500				
650				
800	1.50	1.35	1.25	
1000	1.35	1.20	1.10	3.0
1200	1.20	1.00	0.80	3.0
1400				
1600				
1800				
2000	1.00	0.80	0.70	3.0
2200				

Tableau 15: Ecartement des stations-supports supérieurs et inférieures

En lisant verticalement pour une masse volumique de 0.95 t/m³ vers le bas et interpolant pour une bande de largeur 1800 mm, on trouve :

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0 = 1.2 \text{ m} \\ a_u = 3 \text{ m} \end{array} \right.$$

L'incurvation de la bande entre deux stations porteuses ne doit pas dépasser 2% de la distance qui les sépare. Une incurvation plus importante entraîne un déversement du produit pendant le chargement et favorise des forces de frottement excessives pendant le déplacement de la bande en raison de la manipulation du produit transporté. Il en résulte non seulement une augmentation de la puissance consommée et du travail, mais également des efforts exercés sur les rouleaux, et d'une manière générale une usure prématurée de la surface de la bande.

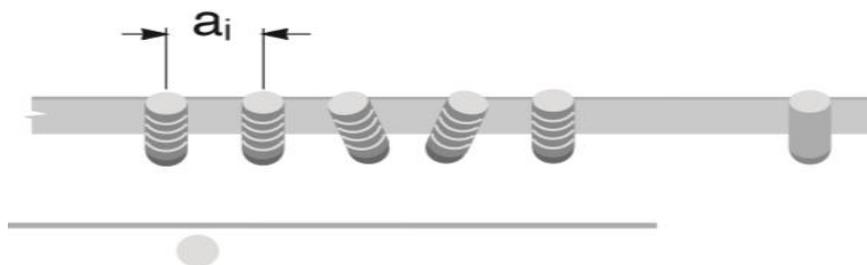


Figure 37: Ecartement des stations porteuses aux points de chargement

Aux points de chargement, l'écartement des stations-supports est généralement réduit de moitié ou même plus encore, de manière à limiter au minimum l'incurvation de la bande et également pour diminuer les forces appliquées par la charge sur les rouleaux.

$$a_i = a_0 / 3 = 0.4 \text{ m} \quad (19)$$

Longueur de transition L_t :

La distance entre la station-support la plus proche du tambour de tête ou du tambour de pied et ces tambours est appelée longueur de transition.

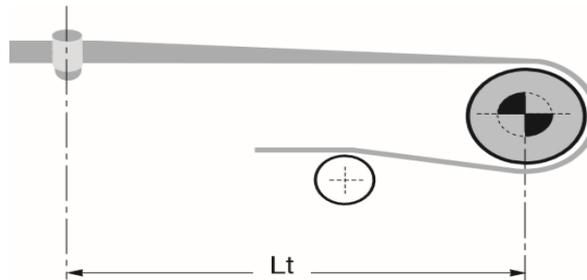


Figure 38 : Longueur de transition

Sur cette section, la bande perd sa forme en auge, déterminée par l'inclinaison des rouleaux des stations porteuses, pour devenir plate et s'adapter au tambour plat et inversement. Les bords de la bande dans cette zone sont soumis à une force supplémentaire qui réagit sur les rouleaux latéraux.

Le graphique de la Figure suivante permet de déterminer la longueur de transition L_t (en fonction de la largeur de la bande et de l'inclinaison λ des rouleaux latéraux des stations-supports), pour des bandes à armature textile EP (polyester) et des bandes à armature métallique (SP).

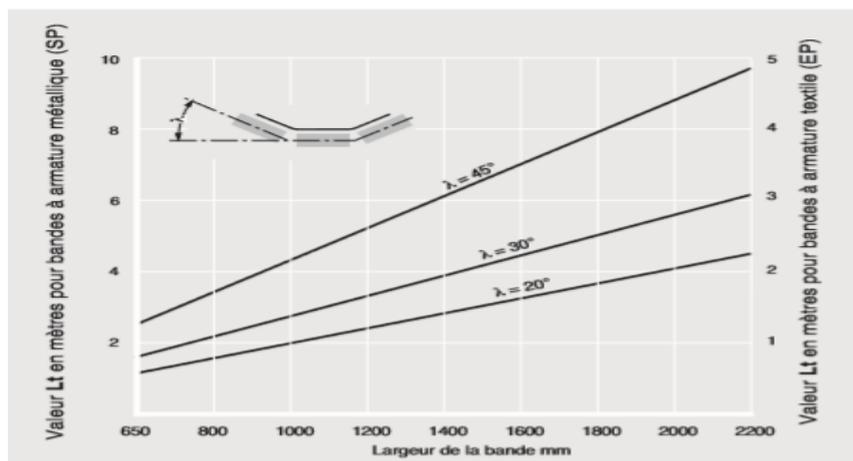


Figure 39: Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande

Dans le cas où la longueur de transition L_t est supérieure à l'écartement des stations porteuses, il est bon **d'installer dans cette zone de transition des stations-supports dont l'inclinaison des rouleaux latéraux va en diminuant** (stations de transition). De cette

manière, la bande peut ainsi passer graduellement d'une forme d'auge à un profil plat, en évitant ces efforts préjudiciables.

Pour une bande (EP) de 1800 mm de largeur, avec des stations-supports inclinées à 30°, on peut déduire du graphique que la longueur de transition est d'environ 2.5 mètres (qui est supérieure à l'écartement de station porteuse).

On installe donc sur ce tronçon L_t , deux stations-supports l'une avec $\lambda=20$ et l'autre 10° espacées d'un mètre et quart.

4. Dimensionnement des tambours du convoyeur

4-1. Diamètres des tambours

Le dimensionnement du diamètre des tambours d'un convoyeur à bande dépend étroitement des caractéristiques du type de bande utilisée.

Le tableau suivant indique les diamètres minimaux recommandés par rapport au type de bande utilisée, pour éviter son endommagement : séparation des nappes ou déchirure de l'armature.

charge de rupture de la bande	bande à armature textile EP DIN 22102			bande à armature métallique ST - DIN 22131		
	Ø tambour moteur mm	renvoi	d'inflexion	Ø tambour moteur mm	renvoi	d'inflexion
200	200	160	125	-	-	-
250	250	200	160	-	-	-
315	315	250	200	-	-	-
400	400	315	250	-	-	-
500	500	400	315	-	-	-
630	630	500	400	-	-	-
800	800	630	500	630	500	315
1000	1000	800	630	630	500	315
1250	1250	1000	800	800	630	400
1600	1400	1250	1000	1000	800	500
2000	-	-	-	1000	800	500
2500	-	-	-	1250	1000	630
3150	-	-	-	1250	1000	630

Tableau 16: Diamètres minimaux recommandés pour les tambours

4-2. Dimensionnement des arbres des tambours

Un arbre est un organe mécanique transmettant une puissance sous forme d'un couple et d'un mouvement de rotation. La forme cylindrique de cet organe est à l'origine de son nom.

On conçoit un arbre en considérant un ou deux des trois critères suivants, ou encore les trois à la fois : la résistance, la vitesse et la rigidité.

Le critère choisi dépend de la géométrie et les spécifications imposées par la fonction éventuelle de l'arbre.

Aciers qui entrent dans la fabrication des arbres :

En général, des aciers ordinaires au carbone, laminés à chaud, entrent dans la fabrication des arbres de transmission et des arbres qui n'ont pas besoin de caractéristiques de résistance particulières (leur pourcentage de carbone varie de 0.15 à 0.3% (UNS G10150 à 10300)).

Conception basée sur la résistance :

Il existe plusieurs méthodes pour calculer le diamètre d'un arbre ou pour vérifier la résistance d'un arbre d'un diamètre choisi « CODE ASME, CODE WESTINGHOUSE ».

❖ **Marche à suivre :**

- Calculer les réactions dans les plans vertical et horizontal ;
- Déterminer la répartition des couples de torsion ;
- Déterminer la répartition des moments de flexion dans les deux plans M_v et M_h ;
- Calculer le moment résultant ;
$$M = \sqrt{M_v^2 + M_h^2} \quad (20)$$
- Déterminer la répartition des charges axiales ;
- Déterminer la section critique ;
- Calculer le diamètre nécessaire pour résister aux charges de la section critique.

❖ **Code ASME**

La méthode du code ASME est une approche qui a été développée par la société américaine des ingénieurs mécaniciens (American Society of Mechanical Engineers) pour la conception des arbres en utilisant une théorie de limitation statique basée sur le cisaillement maximal. Le code ASME définit la contrainte admissible comme étant la plus petite des deux valeurs suivantes :

$$S_P = \min (b, (0,18 S_{ut}, 0,3 S_y)) \quad (21)$$

Où, $b = \begin{cases} 1 & \text{sans concentration de contrainte,} \\ 0,75 & \text{avec concentration de contrainte.} \end{cases}$

Avec, S_{ut} : la limite ultime et S_y : la limite élastique

Le calcul de la contrainte maximal de cisaillement basé sur le cercle de Mohr se fait avec la formule suivante :

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \quad (22)$$

Où :

- τ : contrainte maximale de cisaillement
- d : diamètre de L'arbre ;
- C_m, C_t : facteurs de charge en flexion et en torsion ;
- M : moment fléchissant résultant maximal ;
- T : Couple de torsion maximal.

Les équations (21) et (22) peuvent être combinées pour donner une équation utilisée en conception

$$d = \left(\frac{5,1}{S_p} ((C_m M)^2 + (C_t T)^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

Les facteurs de charge sont en fonction du type de l'arbre utilisé et la charge appliquée :

Chargement	C_m	C_t
Arbre stationnaire		
Charge appliquée lentement	1,0	1,0
Charge appliquée rapidement	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
Arbre de transmission ou de renvoi		
Charge constante ou appliquée lentement	1,5	1,0
Chocs mineurs	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5
Chocs majeurs	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Tableau 17: Facteur de charge du code ASME

4-2-1. Arbre du tambour d'entraînement :

L'arbre du tambour de commande est soumis à des flexions et à des torsions, entraînant des contraintes au sein du matériau de l'arbre. Pour calculer correctement le diamètre de l'arbre, on suit la démarche définie précédemment.

☞ Calcul des réactions :

L'arbre du tambour d'entraînement est soumis à 4 forces principales :

- Les tensions de la bande sur le tambour T et t ;

- Le poids du tambour ;
- La charge répartie du produit et de la bande sur le tambour ;
- La force d'entraînement F.

Ces forces sont schématisées sur le croquis ci-dessus :

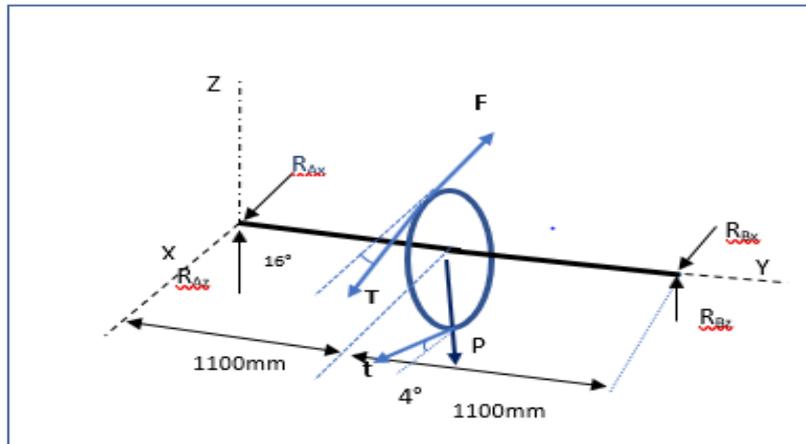


Figure 40: Les forces appliquées sur tambour d'entraînement

Avec :

- ✓ $F = T - t$
- ✓ $P = P_t + P_b + P_p$
 - P_t : le poids du tambour d'entraînement
 - P_b : Le poids de la bande
 - P_p : le poids du produit

Calcul des poids :

✚ Poids du tambour d'entraînement :

D'après des recherches sur le type de matériau utilisé pour la fabrication des tambours, on a trouvé qu'ils sont généralement faits de l'acier XC38 dont les propriétés chimiques et mécaniques sont les suivantes :

• **Propriétés chimiques :**

XC38

C%	Mn%	Si%	S%	P%	Ni%	Cr%	Mo%	Cu%
0,36	0,58	0,22	0,02	0,015	0,25	0,08	<0,01	0,5

Tableau 18: Propriétés chimiques de l'acier XC38

• **Propriétés mécaniques :**

- Module d'élasticité : 210000 Mpa

- Coefficient de poisson : 0,3
- Module de cisaillement : 79000 Mpa
- Masse volumique : 7700 kg/m³
- Limite de traction : 520 Mpa
- Limite d'élasticité : 275 Mpa
- Coefficient de dilatation thermique : 1,1*10⁻⁵ /kelvin
- Conductivité thermique : 14 W

Le poids du tambour est donné par :

$$P_t = m \cdot g$$

Avec $m = \rho \cdot V$

Les tambours utilisés dans les convoyeurs à bande sont creux et d'épaisseur égale à 12 mm.

Le volume est donc

$$V = \pi \cdot (R^2 - (R - e)^2) \cdot L$$

Ce qui donne $P_t = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - (R - e)^2) \cdot L \cdot g$

Avec, ρ : masse volumique du tambour en kg/m³,

V : volume du tambour en m³,

R : rayon du tambour d'entraînement en m,

L : la longueur du tambour en m.

e : l'épaisseur du tambour

On a $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$, $R = 0.4 \text{ m}$, $e = 0,0012 \text{ m}$ et $L = 2 \text{ m}$

On obtient donc : $P_t = 7700 \cdot \pi \cdot (0.4^2 - (0.4 - 0.012)^2) \cdot 2 \cdot 9.81$

$$P_t = 4487,94 \text{ N}$$

Poids de la bande porteuse :

On peut estimer le poids réparti du produit sur le tambour avant d'être jetée par la formule :

$$P_b = q_G \cdot D \cdot L \cdot g$$

Avec : q_G : masse linéique de la bande en kg/m²

D : diamètre du tambour en m

L: la largeur de la bande en m

g :l'intensité de la pesanteur

On obtient donc : $P_b=63,14*0,8*1,8*9,81$

$$P_b=891,94 \text{ N}$$

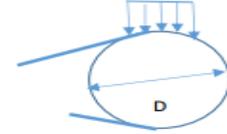


Figure 41: Répartition du produit sur le tambour d'entrainement

Poids du produit transporté (engrais DAP) :

De même pour le produit, on prend juste celui appliqué sur le tambour :

$$P_p=q_p * D * g$$

Avec : q_p : masse linéique du produit en kg/m

D : diamètre du tambour en m

g :l'intensité de la pesanteur en m/s^2

La masse linéique du produit est donnée par la formule suivante :

$$q_p = \frac{Q_v}{3.6 V} \quad \text{en kg /m.}$$

Avec Q_v : débit volumique du produit en T /h

V : vitesse linéaire de la bande en m /s

On obtient donc $P_p = \frac{Q_v}{3.6 V} \cdot D \cdot g$

$$P_p = \frac{2000}{3.6 * 2} * 0,8 * 9,81$$

$$P_p = 2179,93 \text{ N}$$

Donc $P = 4487,94 + 891,94 + 2179,93 = 7559,81 \text{ N}$

Calcul des réactions

Dans le plan (yz)

➤ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum F_z = 0 \quad (24)$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} - P - T \sin(16) + t \sin(4) + F \sin(16) = 0$$

On obtient : $R_{AZ} + R_{BZ} = P + T \sin(16) - t \sin(4) - F \sin(16)$

Donc $R_{AZ} + R_{BZ} = 7559,81 + 142073,97 \sin(16) - 42021,87 \sin(4) - 100052,09 \sin(16)$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 16211.31 \text{ N} \quad (25)$$

- Le principe fondamental de la statique pour les moments au point C :

$$\sum M_{CZ} = 0$$

D'où : $-1.1R_{AZ} + 1.1R_{BZ} = 0$

Donc : $R_{BZ} = R_{AZ}$

Remplaçons dans (25) on trouve :

$$R_{AZ} = R_{BZ} = 8105.6545 \text{ N}$$

Dans le plan (xy)

- Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

D'où : $R_{AX} + R_{BX} + T \cos(16) + t \cos(4) - F \cos(16) = 0$

Donc $R_{AX} + R_{BX} = -82313,52 \text{ N} \quad (26)$

- Le principe fondamental de la statique pour les moments au point C :

$$\sum M_{Cx} = 0$$

D'où : $-1.1 R_{Ax} + 1.1 R_{Bx} = 0$

Donc : $R_{Bx} = R_{Ax}$

Remplaçons dans (26) on trouve :

$$R_{Ax} = R_{Bx} = -41156,76 \text{ N}$$

☞ Couple de torsion sur L'arbre

$$T = t \cos(4) \times R = -42021,87 \cos(4) \times 0,4 = -16767,80 \text{ N.m} \quad (27)$$

☞ Moment de flexion dans les plans vertical et horizontal

La figure montre le processus qui permet d'obtenir la répartition des moments de flexion le long de l'arbre.

Avec $F' = 42021,87 \cos(16) + 42021,87 \cos(4) = 82\,313.52 \text{ N}$

$$F'' = 7559,81 + 42021,87 \sin(16) - 42021,87 \sin(4) = 16\,211.312 \text{ N}$$

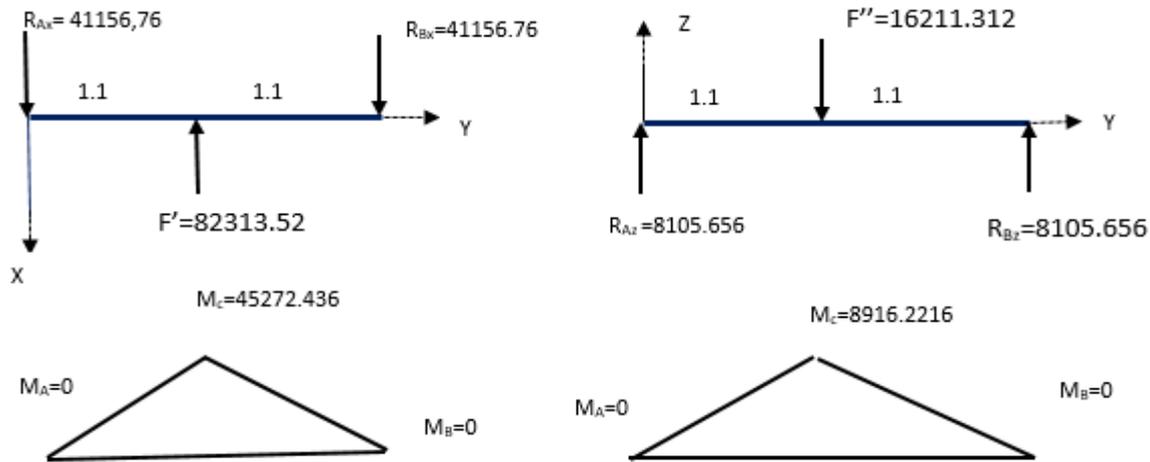


Figure 42: Obtention des moments de flexion dans chaque plan

☞ **Calcul du moment résultant**

En utilisant l'équation (20) pour calculer le moment résultant au point C.

$$M_C = \sqrt{(45272,436)^2 + (8916,2216)^2} = 46142,089 \text{ N.m}$$

☞ **Section critique**

Par conséquent la section la plus sollicitée est en C.

Avec $M_C = 46\ 142,089 \text{ N.m}$

Et $T = -16\ 767,80 \text{ N.m}$

☞ **Calcul du diamètre « CODE ASME »**

On utilise l'équation (c) avec $C_m = 1.5$, $C_t = 1.0$ pour un arbre de transmission avec une charge constante.

On obtient les propriétés du matériau en consultant l'annexe ($S_{ut} = 340 \text{ MPa}$, $S_y = 190 \text{ MPa}$). On utilise l'équation (b) en supposant qu'il n'y a pas concentration de contrainte pour obtenir

$$S_p = 57 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

Ainsi,

$$d = \left\{ \frac{5,1}{57 \cdot 10^6} \left((1,5 \times 46142,089)^2 + (1 \times 16767,80)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 185 \text{ mm}$$

4-2-2. Arbre tambour de contrainte

☞ Calcul des réactions

L'arbre du tambour de contrainte est soumis à 3 forces principales :

- Tension t de la bande,
- Poids propre au tambour,
- Poids de la bande aux points de contact bande-tambour.

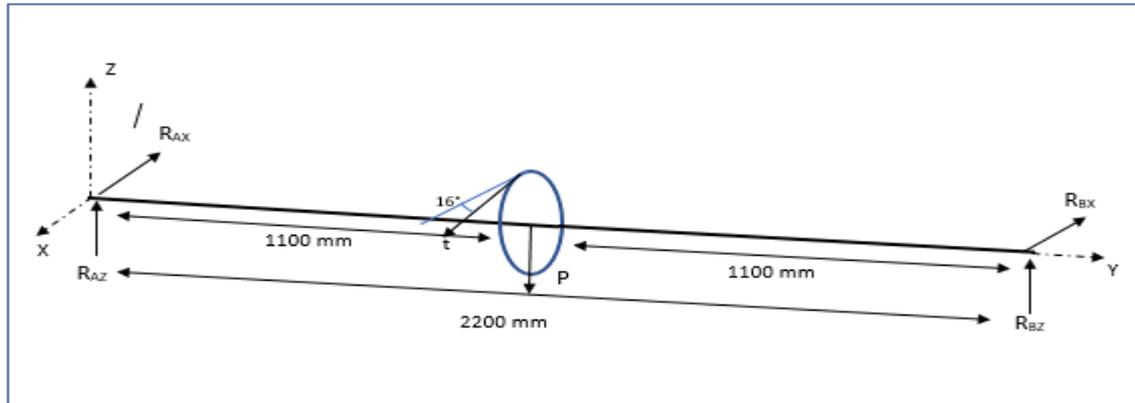


Figure 43: Les forces appliquées sur tambour de contrainte

Avec

- ✓ $P = P_t + P_b$
 - P_t : le poids du tambour de contrainte
 - P_b : Le poids de la bande

Le calcul des poids

✚ *Tambour de contrainte*

On procède de la même façon de calcul du tambour d'entraînement en changeant que la valeur du rayon par celui du tambour de contrainte qui est égale à 0.275m.

On a
$$P_t = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - (R-e)^2) \cdot L \cdot g$$

Avec les données numériques, on trouve

$$P_t = 7700 \cdot \pi \cdot (0.275^2 - (0.275 - 0.012)^2) \cdot 2 \cdot 9.81$$

$$P_t = 3064.101 \text{ N}$$

✚ *La bande :*

Pour le poids de la bande on considère que la partie enroulée sur le tambour qu'on peut estimer :

$$P_b = q_G \cdot D \cdot l \cdot g$$

Avec q_G : le poids de la bande kg/m^2

D : diamètre du tambour

l : la largeur de la bande

g : l'intensité de la pesanteur

Ce qui donne $P_b = 63,14 \cdot 0,55 \cdot 1,8 \cdot 9,81$

$$P_b = 613,209 \text{ N}$$

Le poids total est alors :

$$P = 3064,101 + 613,209 = 3677,31 \text{ N}$$

Calcul des réactions

Plan (yz)

- Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum F_z = 0$$

On obtient $R_{AZ} + R_{BZ} = P + t \sin(16)$

Donc : $R_{AZ} + R_{BZ} = 3677,31 + 42021,87 \sin(16)$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = 15260,107 \text{ N} \quad (28)$$

- Le principe fondamental de la statique pour les moments au point C :

$$\sum M_{Cx} = 0$$

D'où : $-1,1 R_{Az} + 1,1 R_{Bz} = 0$

Donc : $R_{Bz} = R_{Az}$

En remplaçant dans l'équation (28), on obtient :

$$R_{AZ} = R_{BZ} = 7630,0535 \text{ N}$$

Plan (xy)

Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum F_x = 0$$

D'où : $R_{AX} + R_{BX} = t \cos(16)$

Donc $R_{AX} + R_{BX} = 40394,01 \text{ N} \quad (29)$

Le principe fondamental de la statique pour les moments au point A :

$$\sum M_{CZ} = 0$$

D'où : $-1.1R_{Ax} + 1.1R_{Bx} = 0$

Donc : $R_{Bx} = R_{Ax}$

Remplaçons dans (29) on trouve :

$$R_{Ax} = R_{Bx} = 20197.005 \text{ N}$$

☞ **Couple de torsion sur L'arbre**

$$T = t \cos(16) \times R = 42021,87 \cos(16) \times 0,275 = 11108,353 \text{ N.m} \quad (30)$$

☞ **Moment de flexion dans les plans vertical et horizontal**

La figure montre le processus qui permet d'obtenir la répartition des moments de flexion le long de l'arbre :

Avec $F' = 42021,87 \cos(16) = 40394,01 \text{ N}$

$$F'' = 3677,31 + 42021,87 \sin(16) = 15260.107 \text{ N}$$

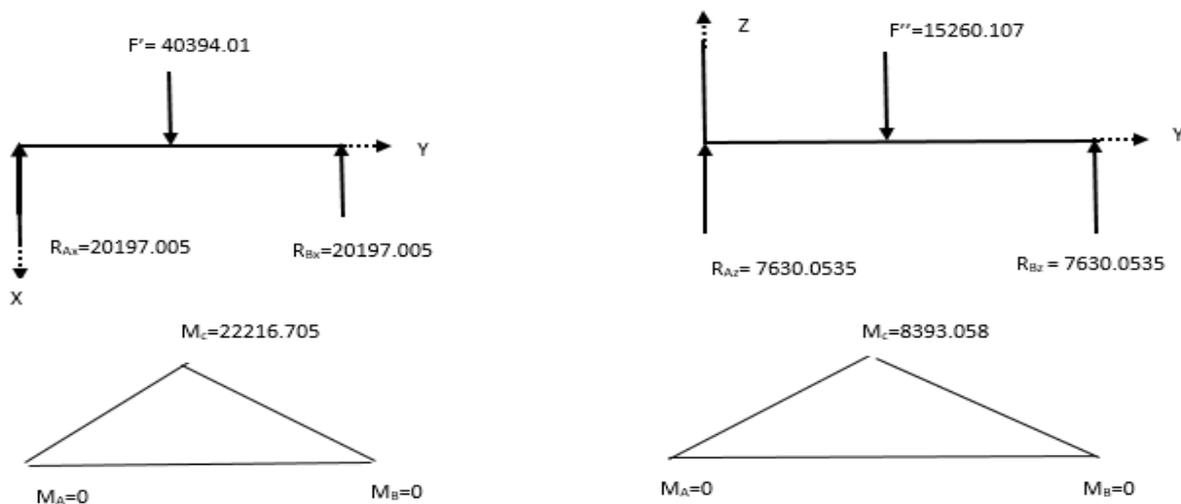


Figure 44: Obtention des moments de flexion dans chaque plan

☞ **Calcul du moment résultant**

En utilisant l'équation (A) pour calculer le moment résultant au point C.

$$M_C = \sqrt{(22216,705)^2 + (8393.058)^2} = 23749.219 \text{ N.m}$$

☞ **Section critique**

Par conséquent la section la plus sollicitée est en C

Avec $M_C = 23749.219 \text{ N.m}$

Et $T = 11108,353 \text{ N.m}$

☞ **Calcul du diamètre « CODE ASME »**

On utilise l'équation (c) avec $C_m=1.5$, $C_t=1.0$ pour un arbre de transmission avec une charge constante.

On obtient les propriétés du matériau en consultant l'annexe ($S_{ut} = 340 \text{ MPa}$, $S_y=190 \text{ MPa}$). On utilise l'équation (b) en supposant qu'il n'y a pas concentration de contrainte pour obtenir

$$S_p = 57 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

$$d = \left\{ \frac{5,1}{57 \cdot 10^6} \left((1,5 \times 23749.219)^2 + (1 \times 11108,353)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 149 \text{ mm}$$

4-2-3 Arbre tambour d'inflexion

☞ **Calcul des réactions**

L'arbre du tambour d'inflexion est soumis à 3 forces principales :

- Tension t ,
- Tension t_1 ,
- Poids propre au tambour,
- Poids de la bande aux points de contact bande-tambour.

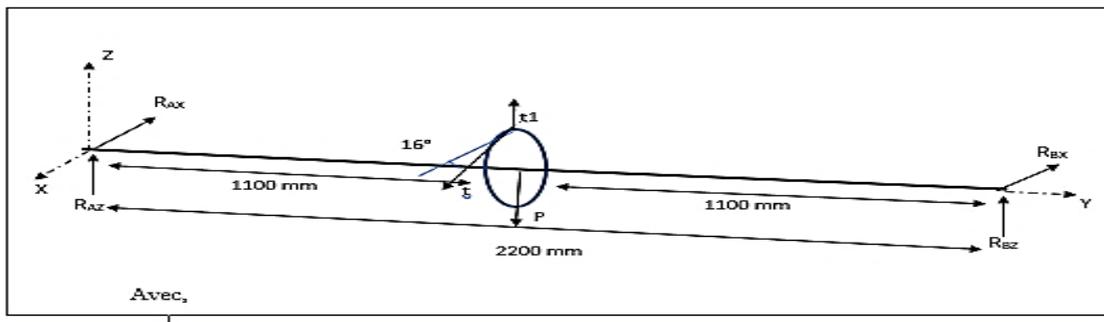


Figure 45: Efforts appliqués sur tambour d'inflexion

Avec,

$$P = P_T + P_b$$

P_T : le poids du tambour d'inflexion

P_b : Le poids de la bande.

Calcul des poids

Tambour d'inflexion

On procède de la même façon qu'auparavant en changeant que la valeur du rayon par celui du tambour d'inflexion qui est égale à 0.250m.

On a
$$P_t = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - (R-e)^2) \cdot L \cdot g$$

Avec les données numériques, on trouve

$$P_t = 7700 \cdot \pi \cdot (0.250^2 - (0.250 - 0.012)^2) \cdot 2 \cdot 9.81$$

$$P_t = 2779.333 \text{ N}$$

La bande porteuse

De la même façon, on considère que la partie de la bande enroulée sur le tambour qu'on estime :

$$P_b = q_G \cdot D \cdot l \cdot g$$

Avec, q_G : le poids de la bande kg/m^2
 D : diamètre du tambour d'inflexion
 l : la largeur de la bande
 g : l'intensité de la pesanteur

Donc
$$P_b = 63,14 \cdot 0,5 \cdot 1,8 \cdot 9,81$$

$$P_b = 557,463 \text{ N}$$

Donc
$$P = 2779.333 + 557,4 = 3336,733 \text{ N}$$

Calcul des réactions

Plan (yz)

➤ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

D'où :
$$\sum F_z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = P - t_1 + t \sin(16)$$

Donc :
$$R_{AZ} + R_{BZ} = 3336.733 - 33104.57 + 42021,87 \sin(16)$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} = -18185.039 \text{ N} \quad (31)$$

➤ Le principe fondamental de la statique pour les moments au point C :

$$\sum M_{Cx} = 0$$

D'où :
$$-1.1R_{AZ} + 1.1R_{BZ} = 0$$

Donc : $R_{BZ} = R_{Az}$

En remplaçant dans l'équation (31), on obtient :

$$R_{BZ} = R_{Az} = -9092,519 \text{ N}$$

Plan (xy)

➤ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum F_x = 0$$

D'où : $R_{Ax} + R_{Bx} = t \cos (16)$

Donc $R_{Ax} + R_{Bx} = 40394.014 \text{ N}$ (32)

➤ Le principe fondamental de la statique pour les moments au point C :

$$\sum M_{Cz} = 0$$

D'où : $-1.1R_{Ax} + 1.1R_{Bx} = 0$

Donc : $R_{Bx} = R_{Ax}$

Remplaçons dans (32) on trouve :

$$R_{Ax} = R_{Bx} = 20197.007 \text{ N}$$

☞ **Couple de torsion sur L'arbre**

$$T = t \cos (16) \times R = 42021,87 \cos (16) \times 0,25 = 10\,098,50 \text{ N.m} \quad (33)$$

☞ **Moment de flexion dans les plans vertical et horizontal**

La figure montre le processus qui permet d'obtenir la répartition des moments de flexion le long de l'arbre :

Avec $F' = 42021,87 \cos (16) = 40\,394,014 \text{ N}$

$$F'' = 3336.733 - 33104.57 + 42021,87 \sin (16) = -18185.039 \text{ N}$$

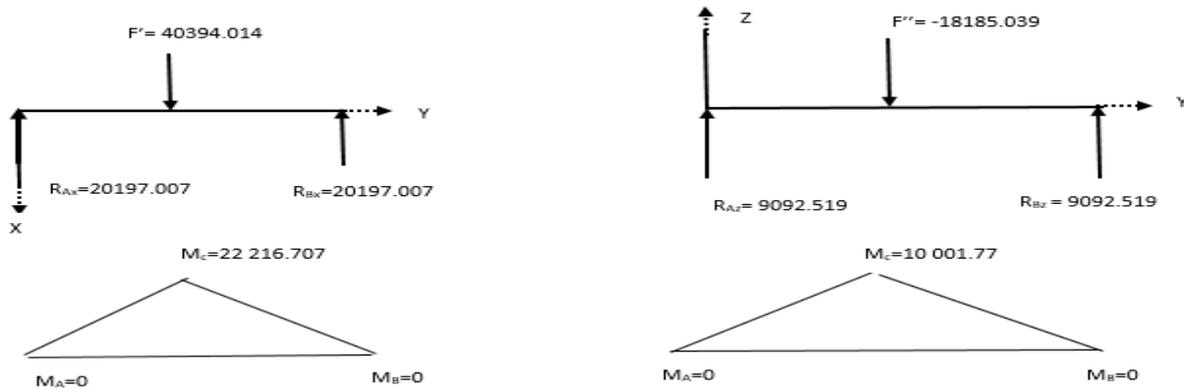


Figure 46: Obtention des moments de flexion dans chaque plan

☞ **Calcul du moment résultant**

Le moment résultant au point C

$$M_C = \sqrt{(22\ 216.707)^2 + (10\ 001.77)^2} = 24\ 364.266\ \text{N.m}$$

☞ **Section critique**

Par conséquent la section la plus sollicitée est en C.

Avec $M_C = 24\ 364.266\ \text{N.m}$

Et $T = 10\ 098,50\ \text{N.m}$

☞ **Calcul des diamètres « CODE ASME »**

De la même façon, on obtient

$$d = \left\{ \frac{5,1}{57 \cdot 10^6} \left(1,5 \times 24\ 364.266\ \text{N} \right)^2 + \left(1 \times 10\ 098,50 \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \Bigg\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 150\ \text{mm}$$

4-2-4. Arbre du tambour de tension

L'arbre du tambour pour ce cas est soumis aux forces suivantes :

- Tension de la bande t_1
- Poids propre au tambour
- Poids du dispositif de tension

☞ **Calcul des réactions**

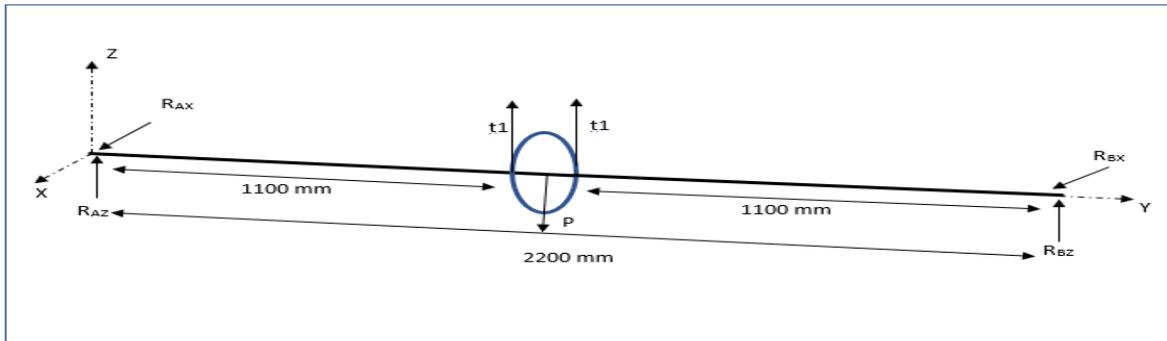


Figure 47: Forces appliquées sur tambour du contrepoids

Avec,

$$P = P_T + P_c$$

P_T : le poids du tambour.

P_c : Le poids du dispositif de reprise de tension.

Le calcul des poids

Tambour de tension

On procède de la même façon qu'auparavant en changeant que la valeur du rayon par celui du tambour d'inflexion qui est égale à 0.315m.

On a
$$P_t = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - (R-e)^2) \cdot L \cdot g$$

Avec les données numériques, on trouve

$$\begin{aligned} P_t &= 7700 \cdot \pi \cdot (0.315^2 - (0.315 - 0.012)^2) \cdot 2 \cdot 9.81 \\ &= 3519.72 \text{ N} \end{aligned}$$

Poids du contrepoids

On a trouvé la masse du contre est $m = 6.74T$

D'où
$$P_c = m \cdot g$$

$$P_c = 66\ 119.4 \text{ N}$$

Donc
$$P = 3519.72 + 66\ 119.4 = 69\ 639.12 \text{ N}$$

Calcul des réactions

Plan (yz)

➤ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum F_z = 0$$

D'où : $R_{AZ} + R_{BZ} = P - 2t_1$

Donc : $R_{AZ} + R_{BZ} = 69\,639.12 - (2 \times 33\,104.57)$

$R_{AZ} + R_{BZ} = 3429.98 \text{ N (34)}$

➤ Le principe fondamental de la statique pour les moments au point A :

$$\sum MA = 0$$

D'où : $2,2R_{BZ} - 1,1P + (1,1 \times 2t_1) = 0$

Donc : $R_{BZ} = 0.5P - t_1 = 1714.99 \text{ N}$

Remplaçons R_{Bz} dans (34) on trouve :

$R_{AZ} = R_{BZ} = 1\,714.99 \text{ N}$

Plan (xy)

➤ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces :

$$\sum F_x = 0$$

D'où : $R_{AX} + R_{BX} = 0$

Donc $R_{AX} = R_{BX} = 0$

☞ **Couple de torsion sur L'arbre**

$T = t_1 \times R = 33104,57 \times 0,315 = 10\,427.939 \text{ N.m}$

☞ **Moment de flexion dans les plans vertical et horizontal**

La figure montre le processus qui permet d'obtenir la répartition des moments de flexion le long de l'arbre :

Avec $F'' = P - 2t_1 = 3429.98 \text{ N}$

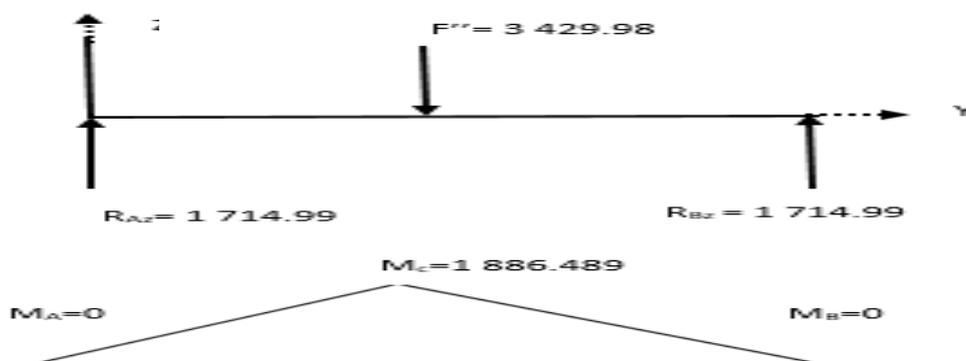


Figure 48: Obtention de moments fléchissant dans chaque plan

☞ **Calcul du moment résultant**

Dans ce cas le moment n'est appliqué qu'au plan (yz)

$$M_C = 1886.489 \text{ N.m}$$

☞ **Section critique**

La section la plus sollicitée est en C.

Avec $M_C = 1886.489 \text{ N.m}$

Et $T = 10\,427.939 \text{ N.m}$

☞ **Calcul des diamètres « CODE ASME »**

De la même façon, on obtient

$$d = \left\{ \frac{5,1}{57 \cdot 10^6} \left((1,5 \times 1886.489)^2 + (1 \times 10\,427.939)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 99 \text{ mm}$$

4-3. Etude de la liaison encastrement entre arbre et tambour

Les arbres de machine servent le plus souvent à transmettre la puissance. La transmission de puissance dans le cas des convoyeurs se fait par l'intermédiaire des tambours.

Ces éléments doivent être montés sur l'arbre c'est-à-dire fixés définitivement. Il existe plusieurs montages. Voici les plus utilisés : le montage à clavette, le montage à cannelures et les montages à retrait.

Montage à clavette :

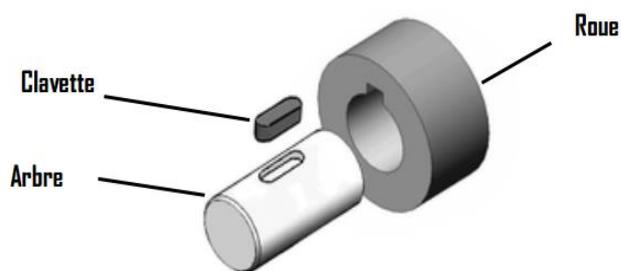


Figure 49: Clavette

☞ **Fonctionnement**

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

☞ **Mode d'action**

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

☞ **Dimension de la clavette**

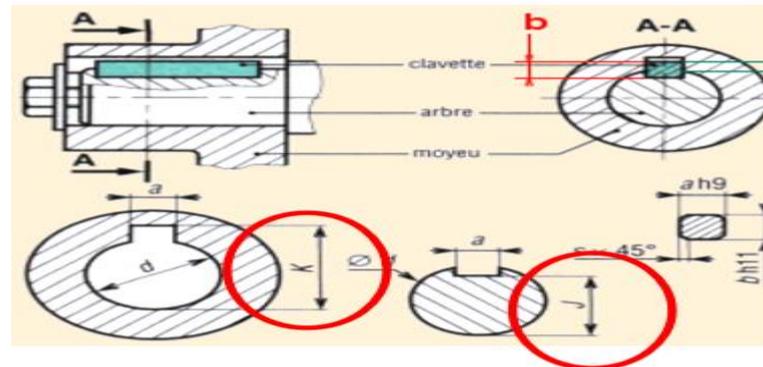


Figure 50: cotation technique d'une clavette

Calcul de clavette longitudinale :

Etant donnée la puissance à transmettre, on peut déduire le couple **T** repris par la clavette en utilisant la relation suivante :

$$T = \frac{P \cdot 60}{2\pi N} \quad (35)$$

Notons que la vitesse linéaire **V** de la bande est constante en tout point de celle -ci et est égale à la vitesse des points du périmètre de contact tambour-bande :

$$V = R\omega = R \frac{2\pi N}{60}$$

Donc
$$N = \frac{60V}{2\pi R} \quad (36)$$

(36) dans (35) donne :

$$T = \frac{PR}{V} \quad (37)$$

Où **T** est exprimé en N.m, **P** en watt, **R** en m et **V** en m /s.

Ce couple transmis une force **F** entre l'arbre et la clavette.

$$F = \frac{2T}{d} \quad (38)$$

Où d est le diamètre de l'arbre et F est la force exercée sur la clavette. Cette force engendre des contraintes de compression appelées pression de **matage** et des contraintes de **cisaillement**.

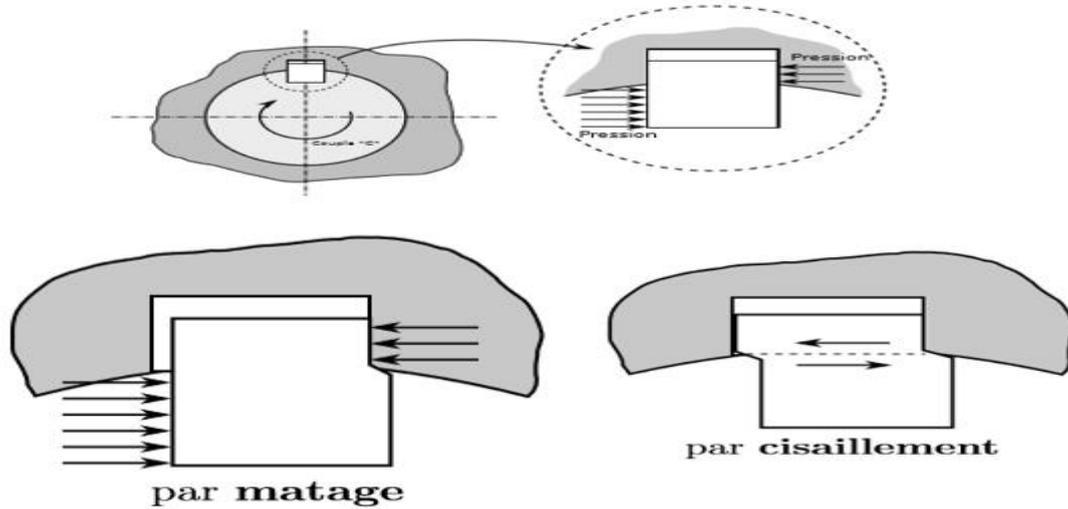


Figure 51: Forces appliquées sur une clavette

Les contraintes de compression sont : (pression de matage)

$$\sigma_c = \frac{2F}{l*b} = \frac{4T}{l*b*d} \quad (39)$$

Où l est la longueur de la b sa hauteur.

Les contraintes de cisaillement sont :

$$\tau = \frac{F}{a*l} = \frac{2T}{a*l*d}$$

Où a est la largeur de la clavette.

Dimensionnement des clavettes :

Pour **définir la résistance de la clavette**, le **principal paramètre** mis en jeu est la **longueur L** de la clavette (les autres dimensions étant normalisées).

Le tableau ci-dessous donne les dimensions normalisées d'une clavette en fonction du diamètre de l'arbre :

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4

Nota : L'emploi d'une clavette, sur un arbre de dimension supérieure, est possible.

Tableau 19: Dimensions normalisées d'une clavette

La longueur est déterminée par la résistance en cisaillement et la résistance au matage.

- **Résistance en cisaillement :**

Pour qu'une clavette résiste en cisaillement, il faut que la contrainte τ soit inférieure ou égale à R_{pg} , la résistance pratique au glissement. $\tau < R_{pg}$ (40)

- **Résistance au matage :**

Pour qu'une clavette résiste au matage, il faut que la contrainte de compression soit inférieure ou égale à P_a , la pression admissible qui est dépendante du type de clavetage et les conditions de fonctionnement. $\sigma_c < P_a$ (41)

<i>Valeurs couramment admises pour la pression admissible au matage des clavettes longitudinales ($p_{adm\ mat}$ en N/mm^2)</i>	
Clavetage fixe	(a) 40 à 70 (b) 60 à 100 (c) 80 à 150
Clavetage glissant sans charge	(a) 15 à 30 (b) 20 à 40 (c) 30 à 50
Clavetage glissant avec charge	(a) 3 à 10 (b) 5 à 15 (c) 10 à 20
(a) : Conditions de fonctionnement plutôt mauvaises : chocs, grandes tolérances, etc...	
(b) : Conditions de fonctionnement moyenne (avant-projet)	
(c) : Bonnes conditions de fonctionnement : ajustement parfait, aucun choc, etc...	
<i>Remarque : au dessus de 250 N/mm^2 le matage est important.</i>	

Figure 52: Valeurs admises pour la pression admissible au matage des clavettes longitudinales

On a un clavetage fixe, et on suppose de bonnes conditions de fonctionnement, pour ce cas, on prend $P_a = 150MPa$.

Note :

Vu les caractéristiques mécaniques de l'acier **C 45** (limite de rupture élevée, bonne usinabilité, bonne tenue aux chocs...), on le choisit comme matériau de la clavette. Cet acier est classé parmi les aciers mi-durs, donc

$$R_{pg} = 0.7R_e \text{ (41)}$$

Où R_e est la limite élastique à la traction et est égale à 375 MPa.

Le tableau ci-dessous englobe les dimensions des clavettes pour chaque arbre-tambour du convoyeur en se basant sur les conditions de résistance cités auparavant sachant que la désignation d'une clavette est : **a*b*l**

	Arbre-tambour d'entraînement	Arbre-tambour de contrainte	Arbre-tambour d'inflexion	Arbre-tambour de tension
Diamètre du tambour (en mm)	800	550	500	630
Diamètre de l'arbre (en mm)	185	149	150	99
Largeur de la clavette et sa hauteur (en mm) tableau19	45*25	36*20	36*20	28*16
Couple repris par la clavette (en N.m) Equation (37)	37 754	25 955.875	23 596.25	29 731.275
Force exercée sur la clavette Equation (38)	408 151.35	348 401	314 616.66	60 063.18
Condition de résistance à la compression Equation (40)	1 > 217.68	1 > 232.26	1 > 209.74	1 > 50.05
Condition de résistance au cisaillement Equation (41)	1 > 34.55	1 > 36.86	1 > 33.29	1 > 8.17
Dimension de la clavette	45*25*220	36*20*235	36*20*215	28*16*52

Tableau 20: Dimensions des clavettes

5. Conception des paliers à roulements :

L'étude des arbres a montré que des forces de réaction radiales doivent être reprises pour garder l'arbre en équilibre. Les roulements et les paliers lisses sont conçus pour remplir ce rôle.

En plus de supporter l'arbre, ces éléments doivent, guider en rotation l'arbre, pour ce faire on utilise les paliers à roulements.

Les paliers sont réalisés en fonction du type de roulement employé : à billes, à rouleaux ou à aiguilles.

Ils sont donc composés de roulements pour le guidage en rotation et un support pour le maintien nommé paliers.



Figure 53: Paliers à roulement

5-1. Conception des roulements

5.1.1. Choix d'un roulement

Il dépend de la nature des efforts supportés et des conditions d'utilisation, vitesse de rotation et durée de fonctionnement.

5.1.2. Choix du type

Il est en fonction de :

- La direction de l'intensité des efforts et de leurs valeurs relatives.
- Des déformations possibles de l'arbre par flexion ou du mauvais alignement des paliers.
- Du rattrapage de jeu éventuellement recherché : roulement à billes à contact oblique ou roulement conique.
- Du déplacement axial prévu par dilatation : roulement à rouleaux cylindriques.
- De l'encombrement réduit disponible : roulement à aiguilles.

5.1.3 Capacité dynamique

C'est une charge radiale en daN que peuvent supporter 90% des roulements dans les conditions normales de travail pendant un million de tours sans détérioration de fatigue des surfaces actives.

Tout roulement est caractérisé par sa charge dynamique. La détermination de la capacité dynamique tient compte :

- De la vitesse de rotation N tours/minute.
- De la durée de fonctionnement H heures.

- De la charge équivalente P (qui dépend des forces axiales A et radiales R) affectées de coefficients X et Y qui sont fonction du type de roulement. (Données par le catalogue du constructeur, les charges axiales et radiales étant connues).

$$P = X F_r + Y F_a \quad (42)$$

Où P : Charge équivalente.

F_r : Charge radiale.

F_a : Charge axiale.

X et Y : coefficients respectifs des charges radiales et axiales.

5.1.4. Dimensionnement du roulement

Les roulements qu'on a choisis sont des roulements à rouleaux cylindriques à une rangée, parce que ce sont les roulements les plus adaptés pour notre cas d'après leurs caractéristiques.

Caractéristiques des roulements à rouleaux cylindriques

☞ Capacité de vitesse élevée :

Les conceptions des cages sont adaptées aux vitesses élevées, aux fortes accélérations ou aux chocs.

☞ Faible frottement :

Surfaces de contact face rouleau/épaulement

La conception ouverte du contact face rouleau/épaulement, et l'état de surface des faces en contact favorisent la formation du film lubrifiant, ce qui entraîne un frottement plus faible et une capacité de charge plus élevée.

☞ Longue durée de service :

Le profil logarithmique des rouleaux réduit les contraintes de bord au contact entre le rouleau et la piste et la sensibilité au désalignement et la flexion de l'arbre.

☞ Séparables et interchangeables :

Les composants séparables des roulements à rouleaux cylindriques sont interchangeables Ceci facilite le montage, le démontage ainsi que les inspections de maintenance.



Figure 54: Roulement à rouleaux cylindriques

A- Roulement pour arbre du tambour d'entraînement

☞ **Cahier de charge**

- Type de roulement : 2 roulements à rouleaux cylindrique à une rangée.
- Fréquence de rotation

$$N = \frac{60 V}{2\pi r} = 47,74 \text{ tr/min}$$

- Les charges appliquées sur l'arbre

$$Fr = \sqrt{(Rax)^2 + (Raz)^2} = 41947,35 \text{ N}$$

- La durée de vie minimale L :

On doit mettre le roulement sur un arbre de diamètre de 185 mm. Supposant que le roulement doit fonctionner pendant 4ans, 300 jours par ans, L sera donc

$$L = 4 \times 300 \times 24 = 28800 \text{ heures}$$

☞ **Calcul de la charge dynamique**

On a la relation : $\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{L}{10^6}\right) \times 60N\right)^{\frac{1}{n}}$

Avec, L en heure et $n = \frac{10}{3}$

Dans ce cas : $\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{28800}{10^6}\right) \times 60 \times 47,74\right)^{\frac{3}{10}}$

Donc, $\frac{C}{P} = 6,99$

On n'a pas des efforts axiaux donc $P=Fr=41947,35 \text{ N}$

D'où $C=293,21\text{KN}$

☞ **Sélection des roulements possible**

A partir de la capacité de charge du roulement, et le diamètre de l'alésage, on peut déduire la section du roulement à utiliser à l'aide du tableau suivant :

Dimensions du roulement				Capacité de Charge		Référence roulement ⁽²⁾	Données de montage				s ⁽³⁾	Facteur géométrique C _g	Vitesses nominales		Poids kg
Alésage d	diamètre extérieur D	Largeur B	Diamètre sous les rouleaux F/E	Statique C ₀	Dynamique C ₁ ⁽¹⁾		Chanfrein		Diamètre d'appui						
							r _{amin}	r _{max}	Arbre d _a	Logement D _a					
mm	mm	mm	mm	kN	kN	mm	mm	mm	mm	mm	tr/min	tr/min	kg		
170,000	310,000	86,000	205,000	1420	1100	NU2234EMA	4,0	4,0	196,9	281,0	4,5	0,138	1600	1400	28,70
170,000	310,000	86,000	205,000	1420	1100	NJ2234EMA	4,0	4,0	196,9	281,0	4,5	0,138	1600	1400	29,30
170,000	360,000	72,000	218,000	1160	1050	NU334EMA	4,0	4,0	210,5	318,0	6,4	0,131	1800	1600	36,90
170,000	360,000	72,000	218,000	1160	1050	NJ334EMA	4,0	4,0	210,5	318,0	6,4	0,131	1800	1600	37,50
170,000	360,000	120,000	216,000	2110	1710	NU2334EMA	4,0	4,0	205,7	320,0	10,3	0,150	1300	1200	61,90
170,000	360,000	120,000	216,000	2110	1710	NJ2334EMA	4,0	4,0	205,7	320,0	10,3	0,150	1300	1200	63,00
180,000	280,000	46,000	205,000	500	386	NU1038MA	2,1	2,1	198,9	255,0	6,1	0,112	2600	2100	10,30
180,000	320,000	52,000	217,000	874	711	NU236EMA	4,0	4,0	211,6	289,0	4,4	0,126	2000	1800	18,30
180,000	320,000	52,000	217,000	874	711	NJ236EMA	4,0	4,0	211,6	289,0	4,4	0,126	2000	1800	18,70
180,000	320,000	86,000	215,000	1520	1140	NU2236EMA	4,0	4,0	206,0	291,0	5,5	0,143	1400	1300	30,60
180,000	320,000	86,000	215,000	1520	1140	NJ2236EMA	4,0	4,0	206,0	291,0	5,5	0,143	1400	1300	31,20
180,000	380,000	75,000	231,000	1290	1150	NJ336EMA	4,0	4,0	223,2	335,0	6,5	0,137	1600	1500	42,60
180,000	380,000	75,000	231,000	1290	1150	NU336EMA	4,0	4,0	223,2	335,0	6,5	0,137	1600	1500	43,40
180,000	380,000	125,000	227,000	2250	1860	NU2336EMA	4,0	4,0	215,7	339,0	8,7	0,154	1200	1100	70,90
180,000	380,000	125,000	227,000	2250	1860	NJ2336EMA	4,0	4,0	215,7	339,0	8,7	0,154	1200	1100	72,10
190,000	290,000	46,000	215,000	525	396	NU1038MA	2,1	2,1	207,9	265,0	6,1	0,116	2400	2000	10,70
190,000	340,000	55,000	230,000	960	777	NU238EMA	4,0	4,0	224,2	306,0	4,5	0,132	1900	1600	22,20

Tableau 21: Catalogue des roulements à rouleaux cylindriques

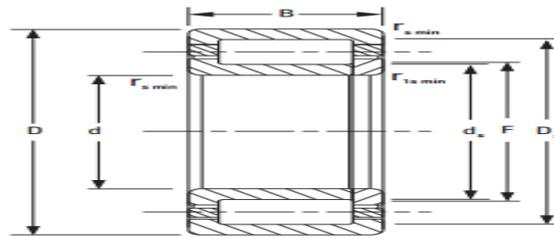


Figure 55: Dimensions des roulements à déterminer

B- Roulement pour arbre du tambour de contrainte

☞ **Cahier de charge**

- Type de roulement : 2 roulements à rouleaux cylindrique a une rangée
- La fréquence de rotation

$$N = \frac{60 V}{2\pi r} = 69,44 \text{tr/min}$$

- Les charges appliquées sur l'arbre

$$Fr = \sqrt{(Rax)^2 + (Raz)^2} = 21590,17 \text{N}$$

- La durée de vie minimale L :

On doit mettre le roulement sur un diamètre de 149 mm. Supposant que le roulement doit travailler 4ans, 300 jours par ans, L sera donc :

$$L = 4 \times 300 \times 24 = 28800 \text{ heures}$$

☞ **Calcul de la charge dynamique**

On a la relation :

$$\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{L}{10^6} \right) \times 60N \right)^{\frac{1}{n}}$$

Avec, L en heure et $n = \frac{10}{3}$

Dans ce cas
$$\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{28800}{10^6} \right) \times 60 \times 69,44 \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$\frac{C}{P} = 7,83$$

On n'a pas des efforts axiaux donc $P = Fr = 21590,17 \text{N}$

D'où $C = 169,05 \text{ KN}$

☞ **Sélection des roulements possible**

Avec,

- $C = 251,049 \text{ KN}$
- $d_{\min} = 149 \text{ mm}$

150,000	225,000	35,000	169,500	309	231	NU1030MA	2,1	1,5	164,6	205,5	4,9	0,115	3100	2500	4,90
---------	---------	--------	---------	-----	-----	----------	-----	-----	-------	-------	-----	-------	------	------	------

C- Roulement pour arbre du tambour de tension

☞ **Cahier de charge**

- Type de roulement : 2 roulements à rouleaux cylindrique a une rangée
- La fréquence de rotation

$$N = \frac{60 V}{2\pi r} = 60,63 \text{tr/min}$$

- Les charges appliquées sur l'arbre

$$Fr = \sqrt{(Rax)^2 + (Raz)^2} = 1714,99 \text{ N}$$

- La durée de vie minimale L

On doit mettre le roulement sur un diamètre de 99 mm. Supposant que le roulement doit travailler 4ans, 300 jours par ans, L sera donc :

$$L = 4 \times 300 \times 24 = 28800 \text{ heures}$$

☞ **Calcul de la charge dynamique**

On a la relation :

$$\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{L}{10^6} \right) \times 60N \right)^{\frac{1}{n}}$$

Avec, L en heure et $n = \frac{10}{3}$

Dans ce cas
$$\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{28800}{10^6} \right) \times 60 \times 60,63 \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$\frac{C}{P} = 7,51$$

On n'a pas des efforts axiaux donc $P = Fr = 1714,99 \text{ N}$

D'où $C = 12,87 \text{ KN}$

☞ **Sélection des roulements possible**

Avec,

- $C = 12,87 \text{ KN}$
- $d_{\text{min}} = 99 \text{ mm}$

100,000	180,000	34,000	119,000	311	280	NU220EMA	2,1	2,1	115,0	163,0	2,3	0,097	3900	3300	3,80
---------	---------	--------	---------	-----	-----	----------	-----	-----	-------	-------	-----	-------	------	------	------

D- Roulement pour arbre du tambour d'inflexion

☞ **Cahier de charge**

- Type de roulement : 2 roulements à rouleaux cylindrique à une rangée,

- La fréquence de rotation

$$N = \frac{60 V}{2\pi r} = 76,39 \text{tr/min}$$

- Les charges appliquées sur l'arbre

$$Fr = \sqrt{(Rax)^2 + (Raz)^2} = 22149,32 \text{ N}$$

- La durée de vie minimale :

On doit mettre le roulement sur un diamètre de 150 mm. Supposant que le roulement doit travailler 4ans, 300 jours par ans, L sera donc :

$$L = 4 \times 300 \times 24 = 28800 \text{ heures}$$

☞ Calcul de la charge dynamique

On a la relation :

$$\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{L}{10^6} \right) \times 60N \right)^{\frac{1}{n}}$$

Avec, L en heure et $n = \frac{10}{3}$

Dans ce cas
$$\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{28800}{10^6} \right) \times 60 \times 76,39 \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$\frac{C}{P} = 8,05$$

On n'a pas des efforts axiaux donc $P = Fr = 22149,32 \text{ N}$

D'où $C = 178,3 \text{ KN}$

☞ Sélection des roulements possible

Avec,

- $C = 178,3 \text{ KN}$
- $d_{\text{min}} = 150 \text{ mm}$

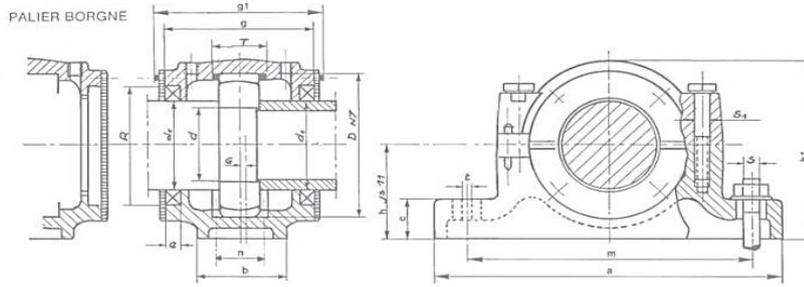
150,000	225,000	35,000	169,500	309	231	NU1030MA	2,1	1,5	164,6	205,5	4,9	0,115	3100	2500	4,90
---------	---------	--------	---------	-----	-----	----------	-----	-----	-------	-------	-----	-------	------	------	------

5-2. Choix des paliers

☞ Dimensionnement des paliers

On adopte les dimensions techniques des paliers d'après le tableau ci-dessous :

PALIER POUR ROUEMENTS CYLINDRIQUES



PALIER N°	Ø d1 SERIE		CORPS ET CHAPEAU				SEMELLE			FIXATION				BAGUE D'ÉTANCHÉITÉ				BAGUE D'ARRÊT POUR PALIER FIXE ROUEMENT MASSE							
	d	1°	2°	ØD	h	h1	g	g1	ØS1	a	b	c	m	n	t	ØS	G	T	e	ØR	ØP	Nbr	Lar.	ØD	N°
50835 D	40	50	80	60	110	91	99	M 10	205	60	25	170	-	5	M 12	-	33	10	72	62	1	10	80	22208 C	3,9
50940 D	45	55	85	60	110	91	99	M 10	205	60	25	170	-	5	M 12	-	31	10	75	68	1	8	85	22209 C	4,1
51045 D	50	60	90	60	115	96	104	M 10	205	60	25	170	-	5	M 12	-	33	12	80	72	1	10	90	22210 C	4,3
51150 D	55	65	100	70	130	99	113	M 12	255	70	28	210	-	5	M 16	-	33	12	85	84	1	8	100	22211 C	6,1
51255 D	60	70	110	70	135	109	123	M 12	255	70	30	210	-	5	M 16	-	38	12	90	87	1	10	110	22212 C	6,6
51360 D	65	75	120	80	150	114	128	M 12	275	80	30	230	-	5	M 16	-	43	12	95	92	1	12	120	22213 C	8,2
51565 D	75	85 90	130	80	155	119	133	M 12	280	80	30	230	-	6	M 16	-	41	12	110	97	1	10	130	22215 C	9,4
51670 D	80	90	140	95	175	124	138	M 16	315	90	32	260	-	6	M 20	-	43	12	110	102	1	10	140	22216 C	12,6
51880 D	90	100	160	100	195	149	163	M 16	345	100	35	280	50	7	M 16	-	62,4	13	120	112	1	10	160	23218 C	17
52090 D	100	115	180	112	215	160	180	M 20	380	110	40	300	60	7	M 16	-	70,3	13	140	122	1	10	180	23220 C	23
522100 D	110	125	200	125	240	175	195	M 20	410	120	45	320	70	7	M 16	-	79,8	15	160	132	1	10	200	23222 C	28
524110 D	120	135 140	215	140	270	185	205	M 20	410	120	45	330	70	7	M 16	-	86	15	170	142	1	10	215	23224 C	32
528125 D	140	155 160	250	150	305	205	225	M 24	500	150	50	400	80	7	M 24	-	98	15	190	180	1	10	250	23228 C	53
532140 D	160	175 180	290	170	345	235	255	M 24	550	160	60	450	90	7	M 24	-	114	15	210	190	1	10	290	23232 C	72
536160 D	180	200	300	180	355	240	250	M 24	530	190	75	450	110	7	M 24	15	116	15	230	210	2	10	300	23136 C	82
540180 D	200	220	340	210	410	280	290	M 24	610	230	85	510	130	7	M 30	10	132	15	250	230	2	10	340	23140 C	131
544200 D	220	240	370	220	435	290	300	M 24	640	240	90	540	140	7	M 30	12	140	15	270	250	2	10	370	23144 C	150
548220 D	240	260	400	240	475	310	320	M 30	700	260	95	600	150	7	M 30	12	148	15	300	280	2	10	400	23148 C	200
552240 D	260	280	440	260	515	320	330	M 30	770	280	100	650	160	8	M 30	13	164	15	320	300	2	10	440	23152 C	235
556260 D	280	310	460	280	550	320	330	M 30	790	280	105	670	160	8	M 39	16	166	20	350	330	2	10	460	23156 C	275

Tableau 22: catalogue des paliers pour roulements cylindrique

A- Paliers du tambour d'entraînement

On a le diamètre de l'arbre est 185mm

540180 D 200 220 340 210 410 280 290 M 24 610 230 85 510 130 7 M 30 10 132 15 250 230 2 10 340 23140 C 131

B- Paliers du tambour de contrainte

On a le diamètre de l'arbre est 149 mm

532140 D 160 175
180 290 170 345 235 255 M 24 550 160 60 450 90 7 M 24 114 15 210 190 1 10 290 23232 C 72

C- Paliers du tambour de tension

On a le diamètre de l'arbre est 99 mm

52090 D 100 115 180 112 215 160 180 M20 380 110 40 300 60 7 M16 - 70,3 13 140 122 1 10 180 23220 C 23

D- Paliers du tambour d'inflexion

On a le diamètre de l'arbre est 150 mm

532140 D 160 175 290 170 345 235 255 M24 550 160 60 450 90 7 M24 - 114 15 210 190 1 10 290 23232 C 72

6. Etude de la structure supportant le convoyeur

L'art de la conception du projet est de trouver des solutions techniques, tout en répondant aux exigences de stabilité et de résistance, et aux contraintes architecturales de viabilité de sécurité et d'esthétique. Les conditions prises en considération se résument à :

- Eviter d'avoir une conception qui perturbe le travail des opérateurs.
- Eviter d'avoir une structure qui ne respecte pas les hauteurs ergonomiques.
- Economique.

6-1. Simulation numérique

Pour avoir une très bonne simulation numérique, on doit suivre la procédure bien définie. Pour utiliser le logiciel de simulation d'éléments finis, il faut modéliser le produit (c'est-à-dire réaliser un maillage) et l'action de son environnement (c'est-à-dire lui appliquer des efforts extérieurs et des déplacements imposés). Il faut également choisir un modèle du comportement du matériau, et l'attribuer aux éléments du maillage. A partir de ces modèles, le logiciel effectue ensuite un calcul pour déterminer les contraintes, les déformations, les déplacements en tous points.

6-2. Choix du matériau

Le choix d'un système approprié est une décision économique importante pour notre convoyeur.

Ce choix dépend de plusieurs paramètres, parmi lesquels on trouve :

- La facilité et la rapidité de la construction
- La mise en place du convoyeur au niveau de la zone du montage (unité des engrais) nécessite des profilés rigides qui subissent aux travaux permanents.

On adopte donc :

Type	Matériau	E [MPa]	G [MPa]	Re [MPa]
Rectangle creux	ACIER	210000,00	80800,00	235,00

Tube rectangle pour les raisons suivantes :

- Les charges appliquées sur les barres sont élevées.
- Gain moyen du temps de réalisation.
- Facilite de stockage, de transport et de mise en œuvre.

6-3. Les hypothèses et les résultats anticipés

6-3-1. Les hypothèses

- Le maillage utilisé est un maillage quadratique.
- On constate un plan de symétrie en géométrie et efforts. Par conséquent, la pièce peut être coupées en deux. Donc le demi de la pièce qui sera analysé

6-3-2. Les résultats anticipés

- A l'encastrement, les déplacements et les rotations doivent être nuls.
- La contrainte maximale sera à côté de la partie inférieure
- Le déplacement maximal sera à côté de la partie inférieure

6-4. La conception 3D

6-4-1. Modèle géométrique :

On a fait la conception 3D de la structure du convoyeur sur Catia V5R21

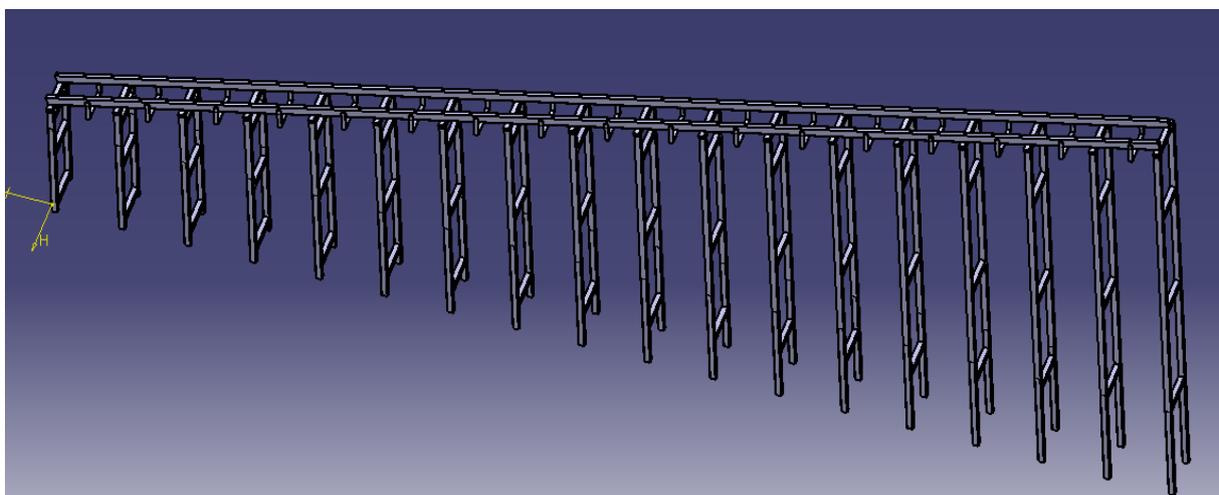


Figure 56: Structure du convoyeur

Puisqu'on a plan de symétrie, on prend que la moitié de la structure :

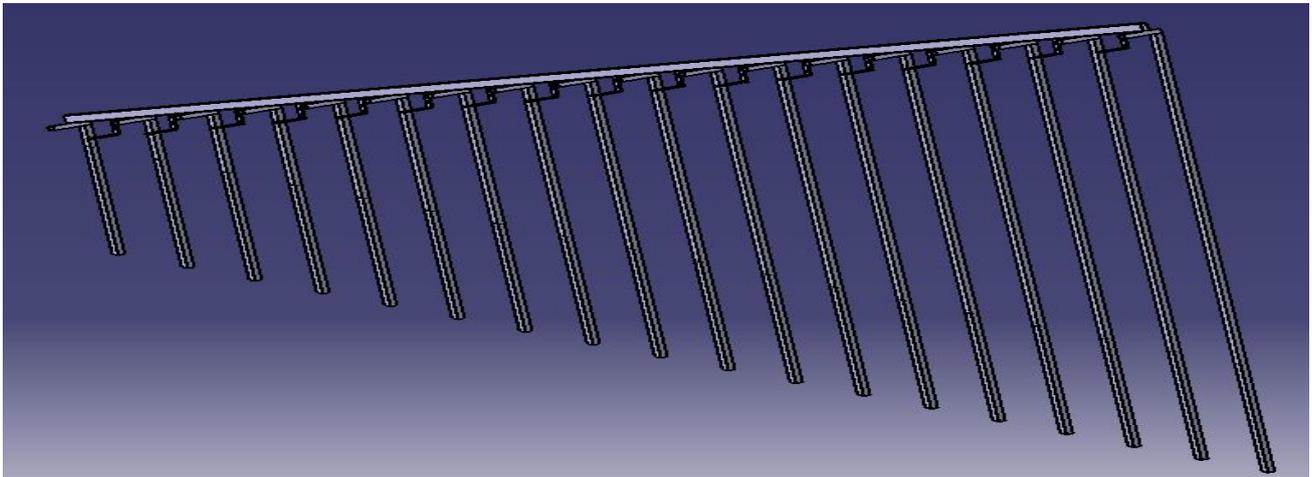


Figure 57: La moitié de la structure

6-4-2. Le maillage

On choisit :

- Un maillage parabolique « représente mieux la structure »
- On travaille avec un maillage automatique.

6-4-3. Les conditions aux limites

- On applique une force F_t sur la structure qui est égale à la force dus au poids des engrais, force dus au poids de la bande et celle des tambours.

$F_t = 701162,8/2$, puisqu'on travaille que sur la moitié de la structure

- On fixe la partie inferieur du support.

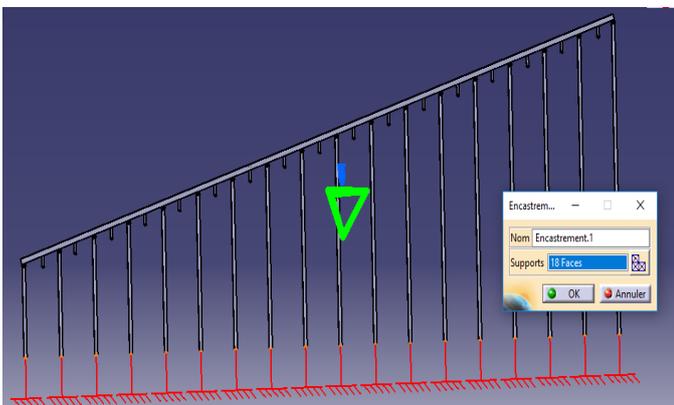


Figure 59: Application des encastremets sur la structure

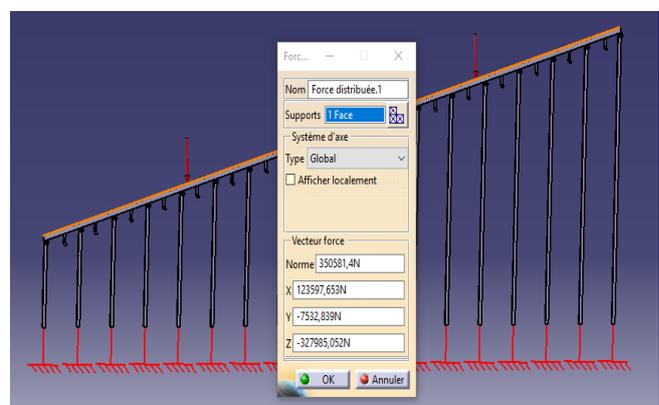


Figure 58: Application des forces sur la structure

Les résultats numériques visualisés sur le logiciel :

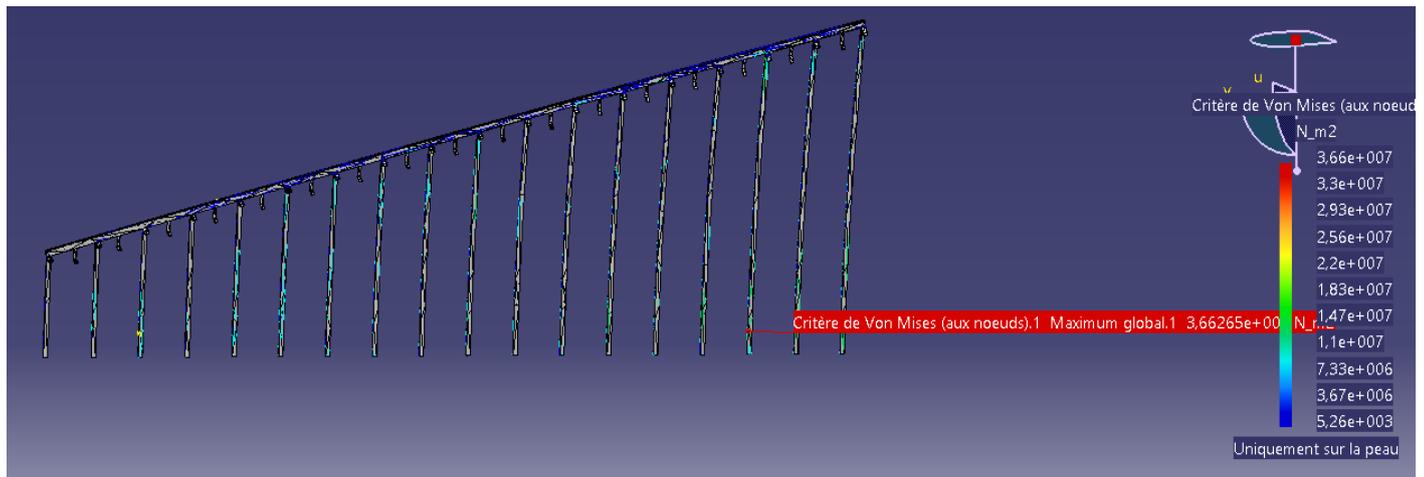


Figure 60: Contrainte de Von Mises

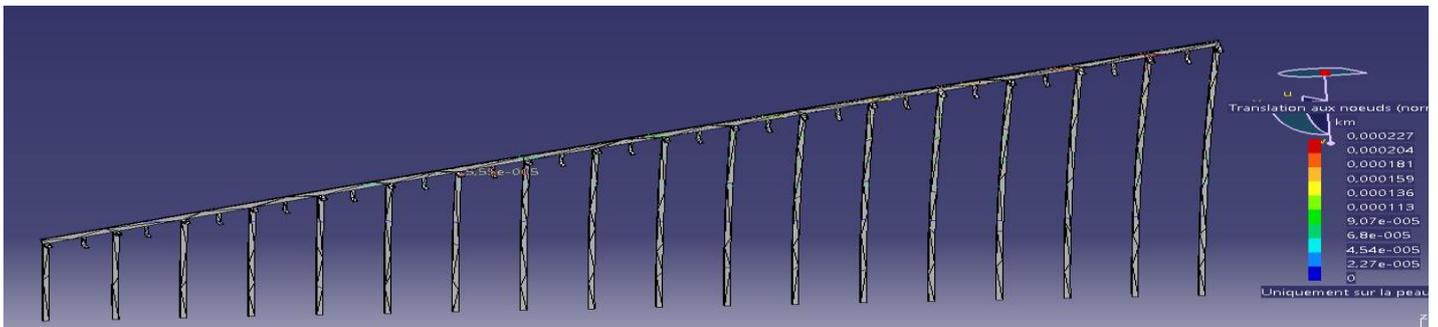


Figure 61: Déformation de la structure

On remarque que la contrainte maximale de Von Mises obtenue est de 36,6MPa, et le déplacement maximal atteint de 227mm.

Et le facteur sécurité

$$FS = \frac{Sy}{\sigma_{vm}} = \frac{235}{36,6} = 6,42$$

On a trouvé le facteur de sécurité supérieure a 1 donc la structure conçu résiste aux charges appliquées.

7. Conception du convoyeur sur Catia V5R21 et amélioration

7-1. Conception du convoyeur sur CATIA

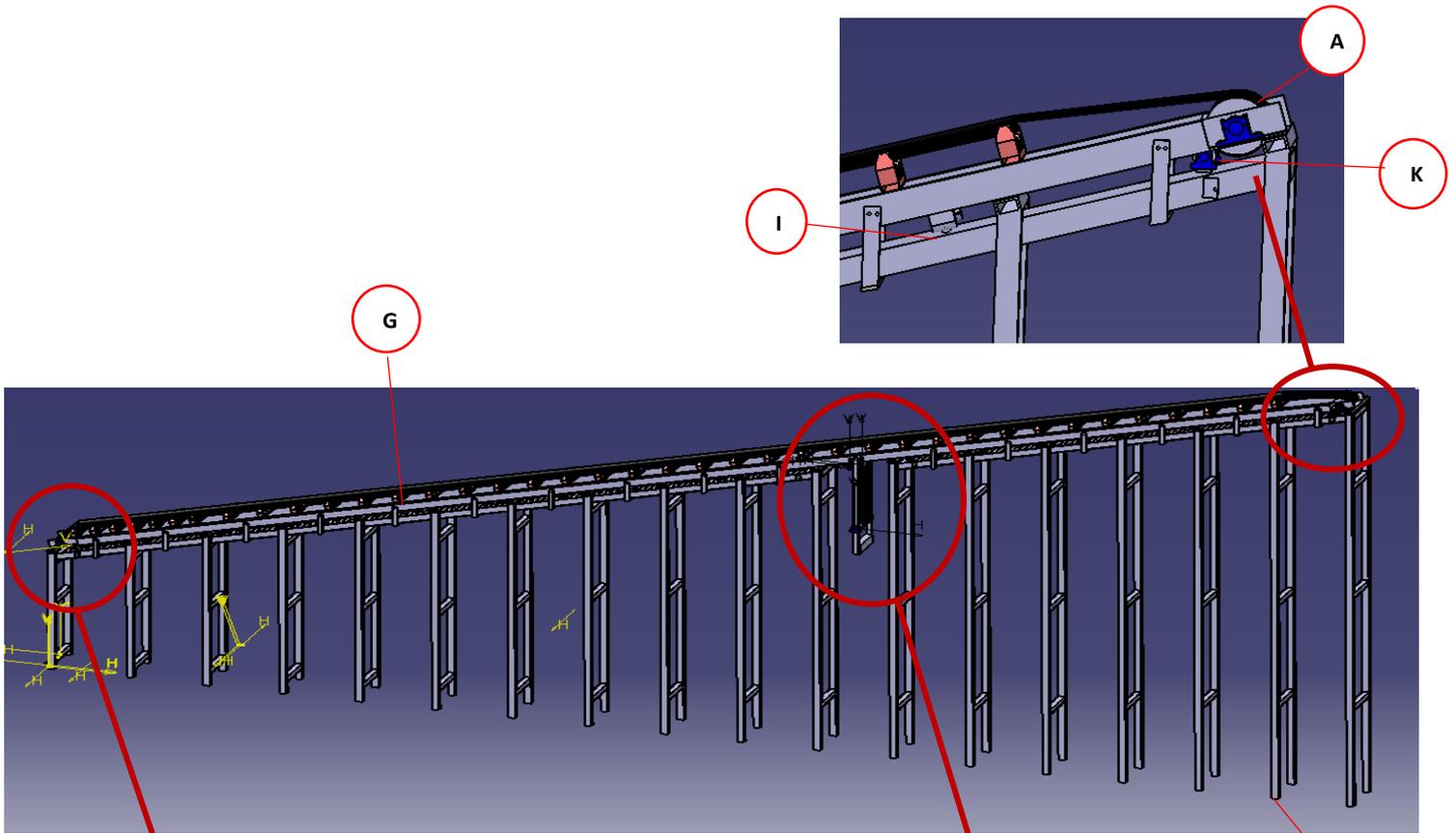
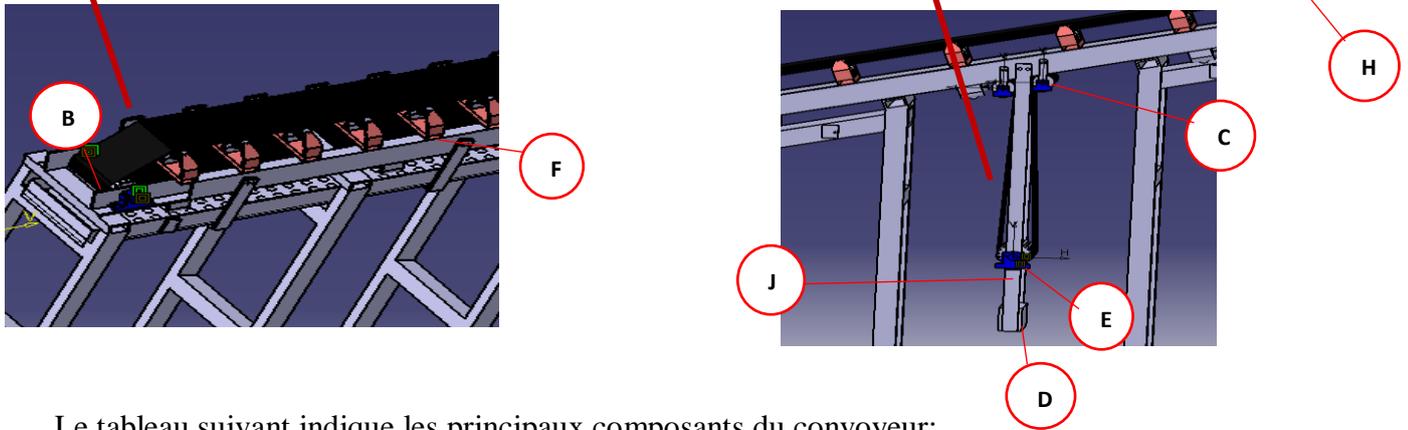


Figure 62: Vue globale du convoyeur



Le tableau suivant indique les principaux composants du convoyeur:

Convoyeur à bande	
A	Tambour d'entraînement
B	Tambour de queue
C	Tambour d'inflexion
D	Contrepoids
E	Tambour de contrepoids (de tension)
F	Stations superieures
G	Bande
H	Support du convoyeur
I	Rouleaux inferieurs
J	Palier
K	Tambour de contrainte

Tableau 23: Les composants du convoyeur

7-2. Amélioration du système

En plus de la conception du système, il était nécessaire de penser à résoudre les problèmes enregistrés dans les concepts actuels.

Parmi ces problèmes, c'est la chute des rouleaux inférieurs, ce qui peut engendrer des accidents de travail graves surtout que la quasi-totalité d'eux se trouvent à des dizaines de mètres de hauteur.

On a suggéré donc d'ajouter ce qu'on a appelé « tamis de sécurité » monté sur le support du convoyeur tout au long de sa longueur permettant alors de contenir le rouleau dans le cas de son desserrage.

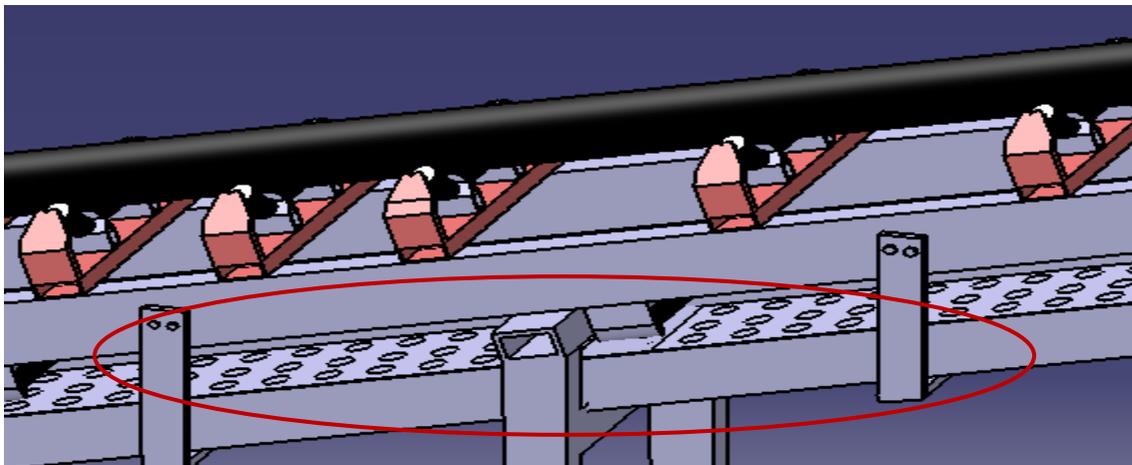


Figure 63: Tamis de sécurité

Ainsi, on a ajouté des portes permettant l'accès à l'agent de maintenance pour changer les rouleaux des stations inférieurs en toute sécurité en mettant ses pieds sur le « tapis de sécurité » au lieu de rester suspendu.

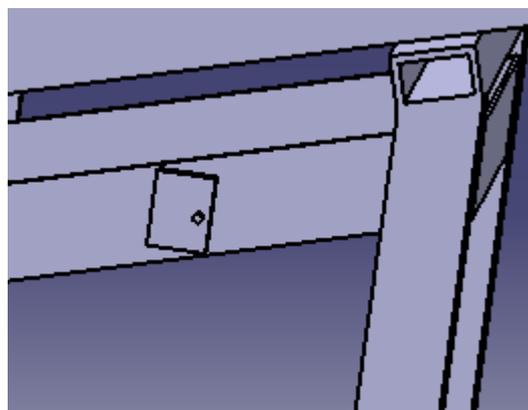


Figure 64: Porte visite

8. Calcul du gain

Pour visualiser le gain de ce projet, on le compare aux convoyeurs actuels en termes de nombre de composant constituant :

	Convoyeurs actuels	Convoyeur proposé
Nombre des tambours	24	6
Nombre des moteurs	4	1
Nombre des réducteurs	4	1
Nombre des coupleurs hydrauliques	4	1
La longueur de la bande	578 m	235 m

Tableau 24: Analyse du gain

Conclusion

Ce chapitre nous a permis, d'une part de dimensionner notre convoyeur, et d'autre part de choisir les éléments techniques qui répond à nos besoins.

Ensuite, nous avons effectué une étude de résistance de la structure du convoyeur à l'aide des éléments finis.

Finalement, nous avons réalisé un modèle virtuel sur l'ensemble des systèmes par l'intermédiaire de logiciel de conception assistée par ordinateur CATIA.

CHAPITRE 4

Elaboration du plan de maintenance

Ce chapitre a pour objectif d'établir le plan de maintenance du système étudié. Il étalera les axes suivants :

- *Elaboration du plan de maintenance*
- *Check liste.*

I. Introduction

Pour pouvoir faire un programme des travaux préventifs du convoyeur, il s'avère nécessaire de mettre à jour son plan de maintenance préventive. Pour ce faire, on s'est basé sur l'étude qu'on a fait et le retour d'expérience des techniciens pour l'élaboration du nouveau plan de maintenance préventive. Dans ce plan, on trouvera toutes les opérations de maintenance qui devront être effectuées pour chaque organe, la périodicité de ces opérations et l'exécutant de l'opération.

II. Plan de maintenance préventive

1-Définition :

Selon la norme « NF EN 13306 », le plan de maintenance préventive est un ensemble structuré des tâches qui comprennent les activités, les procédures, les ressources et la périodicité pour exécuter chaque tâche du plan de maintenance préventive.

2-Objectifs visés du plan de maintenance préventive :

Parmi les objectifs du plan de maintenance préventive :

- ✓ Garantir le transport des engrais ;
- ✓ Améliorer l'ordonnancement des travaux ;
- ✓ Assurer la sécurité humaine ;
- ✓ Améliorer la gestion des stocks et la disponibilité des pièces de rechange.

En outre, il faudra examiner les différents services rendus pour apprécier les enjeux de la maintenance préventive :

- La sécurité : diminution des avaries en service ;
- La fiabilité : amélioration, connaissance des matériels ;
- La production : moins de pannes en production.

3-Les différentes sources aidant à définir les opérations de la maintenance préventive :

Les documents constructeurs permettent de connaître d'une manière approfondie la machine à étudier.

En général, on peut trouver les renseignements suivants :

- ✓ Pièces d'usure, pièces de rechange ;
- ✓ Types et références des articles ;
- ✓ Types des lubrifiants, produits consommables ;
- ✓ Paramètres de surveillance, de réglage ;
- ✓ Modes opératoires de maintenance ;
- ✓ Précautions particulières et consignes de sécurité.

Les recommandations du constructeur sont souvent à caractère général. Il faut les adapter aux conditions réelles d'utilisation. Les données proposées, très importantes, doivent servir de base de référence particulière pour la machine concernée.

4-Elaboration du plan de maintenance préventive :

Le plan de maintenance préventive du convoyeur est représenté en globalité dans l'annexe.

5-Elaboration des check-lists :

Afin d'assurer une efficacité de la maintenance préventive de l'équipement pilote en assurant qu'aucune tâche à effectuer ne sera oubliée, on a élaboré des check-lists avec une grande rigueur de façon à assurer que toutes les tâches seront effectuées sans dérives. Elles doivent être testées par un technicien qualifié.

Ce test permet de définir le temps alloué, la vérification des éléments des check-lists et des moyens à mettre en œuvre. Le check liste du convoyeur est représenté dans l'annexe.

Conclusion et perspectives

Notre projet de fin d'études à la ligne de production des engrais à La JFC II, filiale du groupe OCP, a été une fructueuse opportunité et une vraie bonne expérience professionnelle. En effet, il nous a permis de mettre en œuvre un certain nombre d'outils théoriques et techniques que nous avons acquis durant notre cursus de formation au sein de la Faculté des Sciences et Techniques, et exploiter de nouvelles méthodes. C'était aussi une occasion particulière pour découvrir de près le monde professionnel, les problèmes réels que rencontrent l'ingénieur et aussi la diversité des équipements dont disposent la ligne de production des engrais. Dans ce projet, nous avons pu atteindre notre objectif fixé au départ, qui est la conception d'un convoyeur à bande permettant le transport des engrais, et qui a présenté un souci continu pour le service production et maintenance mécanique. En effet, à partir d'une analyse précise du cahier des charges, nous avons bâti notre raisonnement sur une méthodologie logique et bien structurée en suivant les étapes suivantes :

1-présentation de la problématique et l'intérêt du projet, ainsi que la solution proposée et puis l'analyse fonctionnelle du système qui nous a permis d'identifier les principales fonctions du convoyeur et proposer les solutions techniques relatives, ce qui nécessite une étude particulière ;

2-Etude des différents composants du convoyeur et conception des organes de transmission de puissance ainsi que le support du système;

3- Elaboration du plan de maintenance préventive systématique et conditionnelle du convoyeur étudié, ainsi que des check-liste permettant de garder le convoyeur en bonne état et augmenter sa durée de vie ;

En guise de conclusion, la direction du site jorf Lasfar « OCP » a étudié la possibilité d'adopter notre solution et nous espérons que notre nouveau convoyeur sera d'une grande utilité.

Annexe 1 : Plan de maintenance préventive

Nom de l'équipement	Activités de maintenance	Opérations	Fréquence
<u>Convoyeur BAT04</u>	Révision de chaque mois	Changement de bavette	1M
	Révision de chaque an	Changement de la bande	1A
	Révision chaque 2 ans	Changement des roulements du tambour de commande	1A
		Changement des roulements du tambour de renvoi, d'inflexion et du contrepoids	1A
	Révision chaque 3 ans	Changement des paliers du tambour de commande	1A
		Changement des paliers du tambour d'inflexion, de renvoi et du contrepoids	1A
	Révision chaque an	Changement des rouleaux de parcours supérieurs	1A
		Changements des rouleaux de parcours inférieurs	1A
	Révision chaque 4 ans	Changement du moteur (révision)	1A
		Changement du réducteur (révision)	1A
		Changement du tambour d'inflexion	1A
		Changement du tambour de contrainte	1A
	Révision chaque 6 ans	Changement du tambour de renvoi	1A
Révision chaque 8 ans	Changement du tambour de commande	1A	

Nom de l'équipement	Activités de maintenance	Opérations	Fréquence
Convoyeur BAT04	Contrôle de la température	Contrôle du réducteur	10mn
		Contrôle des paliers du tambour de commande	10mn
		Contrôle des paliers du tambour de queue	10mn
		Contrôle des paliers du tambour de contrainte	10mn
		Changement des paliers du tambour de déviation	10mn
	Contrôle de vibration	Contrôle du moteur et réducteur	10mn
		Contrôle vibration des paliers des tambours de commande, de queue et de contrainte	10mn
	Contrôle du système de suspension et de transmission	Contrôle visuel de l'état des rouleaux de parcours supérieurs	30mn
		Contrôle visuel de l'état des rouleaux de parcours inférieurs	30mn
		Contrôle systématique du dispositif de tension et contrepoids	30mn
		Contrôle visuel de l'état des racleurs	30mn
		Contrôle visuel de l'état des racleurs	30mn
		Contrôle visuel de la jonction de la bande	30mn
Contrôle visuel de l'état des bavettes		30mn	
Contrôle visuel de l'état de la bande	30mn		

Annexe 2 : check liste du convoyeur

	Fiche de contrôle en marche : check liste du convoyeur			Arrêt programmé :
Equipement :				Vérifié par :
Axe :				Approuvé par :
				Signature :
Sous ensemble à contrôler	Contrôle à effectuer	Description des contrôles	Tache effectuée par : sous-traitant / ocp	OBSERVATION
Moteurs	Vibration	Contrôle vibration		
	Echauffement	Contrôle température		
Paliers	Vibration	Contrôle vibration		
	Echauffement	Contrôle température		
	Fuite	Contrôle fuite de graisse		
Réducteur	Vibration	Contrôle vibration		

	Bruit	Contrôle auditif		
	Echauffement	Contrôle température		
	Fuite	Contrôle fuite d'huile		
Rouleaux	Rotation	Contrôle rotation		
Ecrans de jetée	Efficacité	Contrôle l'efficacité des écrans de jetée		
Bande	Déviation	Contrôle non déviation (déport bandes)		
	Revêtement	Contrôle état revêtement		
Racleurs de nettoyage	Efficacité, Réglage	Contrôle état d'efficacité de racleurs		
	Usure	Contrôle état d'usure de racleurs		
	Nettoyage	Contrôle nettoyage de racleurs		
Bavettes	Efficacité, Réglage	Contrôle état d'efficacité bavettes		
	Usure	Contrôle état d'usure bavettes		
Tambours	Colmatage	Contrôle de colmatage(nettoyage)		

	Fiche de contrôle en arrêt : check liste du convoyeur		Arrêt programmé :	
Equipement :	EPI à porter :		Vérifié par :	
			Approuvé par :	
Axe :			Signature :	
Sous ensemble à contrôler	Contrôle à effectuer	Description des contrôles	Tache effectuée par : sous-traitant / ocp	OBSERVATION
Moteurs	Fixation	Contrôle fixation du moteur		
Paliers	Fixation	Contrôle serrage des boulons de fixation		

	Jeu des roulements	Contrôle jeux de roulement tambour de commande 22220EAK W33 C3		
		Contrôle jeux de roulement tambour de queue 22218EAKW33 C3		
		Contrôle jeux de roulement tambours d'inflexion 22218EAKW33 C3		
		Contrôle jeux de roulement tambour de contrepoids 22218EAKW33 C3		
	Graissage	Contrôle graissage des paliers		
Réducteur	Lubrification	Contrôle niveau d'huile		
	Fuite	Contrôle fuites d'huile (étanchéités)		
	Fixation	Contrôle fixation du réducteur		
Rouleaux	Revêtements	Contrôle état des revêtements		
Ecrans de jetée	Epaisseur	Contrôle épaisseur des écrans de jetée		
Bande	Jonction	Contrôle de la jonction par agrafes ou par collage		
	Revêtement	Contrôle état revêtement		
Racleurs de nettoyage	Fixation	Contrôle fixation du support de racleur		
	Usure	Contrôle état d'usure de racleurs		
	Nettoyage	Contrôle nettoyage de racleurs		
Tambours	Arbre	Contrôles portés des roulements tambour de commande		
		Contrôles portés des roulements tambour de queue		
		Contrôles portés des roulements tambours d'inflexion		
		Contrôles portés des roulements de contrepoids		
	Colmatage	Contrôle de colmatage(nettoyage)		
	Usure	Contrôle état d'usure bavettes		

Annexe 3 : propriétés de matériau de certains aciers

N° UNS	Procédé LC = laminé à chaud EF = étiré à froid	Résistance à la rupture en traction S_{ut} (MPa)	Limite d'élasticité S_y (MPa)	Allongement à la rupture (50 mm) (%)	Réduction de section à la limite d'élasticité (%)	Dureté Brinell H_B
G 10100	LC	320	180	28	50	95
	EF	370	300	20	40	105
G 10150	LC	340	190	28	50	101
	EF	390	320	18	40	111
G 10180	LC	400	220	25	50	116
	EF	440	370	15	40	126
G 10350	LC	500	270	18	40	140
	EF	550	460	12	35	163
G 10400	LC	520	290	18	40	149
	EF	590	490	12	35	170
G 10450	LC	570	310	16	40	163
	EF	630	530	12	35	179
G 10500	LC	620	340	15	35	179
	EF	690	580	10	30	197
G 31400	LC*	660	440	26	56	197
	EF*	720	630	17	48	212
G 41300	LC*	620	410	30	45	183
	EF*	680	600	21	52	201
G 41400	LC*	620	430	27	58	187
	EF*	700	620	18	50	223
G 43400	LC*	700	480	21	45	207
	EF*	760	680	16	42	223
G 61500	LC*	630	400	22	53	183
G 87400	LC*	650	440	25	55	190
	EF*	740	660	17	48	223
G 92550	LC*	790	540	22	45	223

Bibliographie :

- Documentation OCP « Méthode de calcul des convoyeurs à bande » ;
- Catalogue « Rulmeca » ;
- Catalogue « Texter » ;
- Ouvrage « Eléments de machine » ;
- Ouvrage « Chevalier Guide du dessinateur industriel » ;
- Catalogue « SKF » ;
- Cours de construction mécanique (Pr A.El Hakimi enseignant supérieur FSTF) ;
- Cours élément finis (Pr J.Abouchita enseignant supérieur FSTF)