

Université de Gafsa
Institut Supérieur des Sciences Appliquées et de Technologie de
GAFSA
Département maintenance des engins lourds



Étude et conception d'une station de concassage et de tamisage de gypse du tabia.

Présenté et soutenu par :

Soualmia Louay

En vue de l'obtention de

Licence national en génie mécanique

Maintenance engin lourd

Sous la Direction de :

SOUA Wadhah

Encadrant (ISSAT Gafsa)

OTHMANI Khaled

Encadrant (GCT)

Soutenu le /06/2023

Devant le jury composé de :

Président :

Rapporteur :

Membres :

2022/2023

Dédicaces

Nulle œuvre n'est exaltante que celle réalisée avec le soutien moral et
financier des personnes

Qui nous sont proches. C'est pourquoi je dédie ce projet de fin d'étude à :
DIEU, pour m'avoir donné la force dans les moments difficiles d'éditer ce
travail.

Alhamdulillah !

Mes TRES chers parents :

Autant de phrases aussi expressives soient-elles ne sauraient montrer le
degré d'amour et

D'affection que j'éprouve pour vous. Vous m'avez comblé avec votre
tendresse et

Affection tout au long de mon parcours. Vous n'avez pas cessé de me
soutenir et de m'encourager durant toutes les années de mes études.

Mes sœurs, qui n'ont cessé d'être pour moi des exemples

De persévérance, de courage et de générosité.

Mes amis intimes,

Tous que j'aime et qui m'aiment,

En ce jour mémorable, pour moi ainsi pour vous, recevez ce travail en
signe de ma vive reconnaissance et ma profonde estime.

Remerciements

En préambule du travail, je remercie ALLAH qui nous a aidé et nous a donné la patience et le courage durant ces longues années d'étude.

Je souhaite adresser mes remerciements à tous ceux qui, de près ou de loin, ont participé à la rédaction de ce document.

Les premières personnes que je tiens à remercier sont mes encadrateurs Mr. Soua Wadhah, mon encadrateur à l'ISSATG, et Mr. Othmani Khaled, mon encadrateur à GCT Mdhila1, pour l'orientation, la confiance, la patience qui a constitué une opportunité considérable sans lequel ce travail n'aurait pas pu être menée au bon port. Je tiens à remercier aussi tous les membres de cadre administratif et opérationnel du Plus, pour leur grande disponibilité et leurs précieux conseils. J'adresse mes vifs respects à tous les corps professoral et administratif de l'ISSATG pour la richesse et la qualité de leurs enseignements et qui déploient de grands efforts pour assurer à leurs étudiants techniciens une formation actualisée.

Que tous mes sincères remerciements soient adressés à tous les membres de mon famille, mes proches et mes amis pour leur soutien et leur confiance.

Enfin, J'exprime toute mon reconnaissance et mon haute considération aux membres du Jury qui ont bien accepté mon faire l'honneur de juger mon travail.

Merci à tous et à toutes.

Sommaire

INTRODUCTION GENERAL	1
CHAPITRE I: PRESENTATION DE L'ENTREPRISE	2
I. Introduction	2
II. Présentation de l'usine de M'dhilla	2
1. Historique et localisation	2
2. Services de l'usine	3
3. Déroulement de la production	3
4. Organigramme de l'usine	4
III. Conclusion	4
CHAPITRE II: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	5
I. Introduction :	5
II. Généralité sur les Concasseurs dans le marché	5
1. Définition:	5
2. Concasseur à mâchoires	5
3. Concasseur giratoire	6
4. Concasseur à cône	6
5. Concasseur à percussion	7
III. Généralité sur les Tamis dans le marché	8
1. Tamis vibrant	8
2. Tamis rotatif	9
3. Tamis statique	9
4. Tamis vibrant	9
IV. Généralité sur les Convoyeurs à bande	10
1. Caractéristique technique d'un convoyeur à bande	10
2. Convoyeur à bande à carcasse textile :	10
3. Convoyeur à carcasse métallique	11
4. Convoyeur à bande solide	11
5. Convoyeur en spirale	12
V. Conclusion	12
CHAPITRE III: ANALYSE FONCTIONNELLE DU BESOIN	13
I. Analyse Fonctionnelle d'une station de concassage et tamisage de gypse	13
1) Objectif	13
2) Analyse fonctionnelle externe :	13
a) Analyse du besoin :	13
b) Etude de la faisabilité :	14
3) Classe et niveau de flexibilité	16
a) Hierarchisation des fonctions services	16

b) Histogramme des fonctions :	17
4) Analyse fonctionnelle interne :	18
5) Présentation de la Diagramme FAST	18
a) Définition FAST	18
b) Principe de la méthode FAST	18
c) Diagramme FAST :	19
II. Choix des solutions techniques	22
A. Choix des solutions techniques	22
B. Choix des machines adéquates.	26
III. Conclusion	32
CHAPITRE IV: CONCEPTION ET DIMENTIONNEMENT	33
I. Introduction	33
II. Caractéristiques techniques d'un convoyeur à bande	33
III. Etude du convoyeur à bande	38
IV. Dimensionnement des tambours du convoyeur	54
1) Diamètres des tambours	54
2) Dimensionnement des arbres des tambours	54
a) Arbre du tambour d'entraînement : (8)	56
b) Arbre tambour de contrainte	61
Pour plus du détaille du calcule voire (Annexe A16).	61
c) Arbre tambour de renvoi	61
Pour plus du détaille du calcule voire (Annexe A17).	61
3) Etude de la liaison encastrement entre arbre et tambour	61
4) Calcule des paliers à roulements :	65
V. Calcule des roulements	65
1) Choix d'un roulement	65
2) Choix du type	65
3) Capacité dynamique	66
4) Dimensionnement du roulement	66
a) Caractéristiques des roulements à rouleaux cylindriques	66
b) Sélection des Roulements pour les 4 arbres R1 R2 R3	67
c) Roulement R1	67
d) Roulement R2	68
e) Roulement R3	68
VI. Conception	68
1) Généralités :	68
a) La DAO, Dessin Assisté par Ordinateur :	68
b) la CAO, Conception Assistée par Ordinateur :	69

c) Présentation du logiciel utilisé SolidWorks :	69
2) Simulation d'Arbre du tambour moteur	69
a) Propriétés de l'étude :	69
b) Résultats de l'étude :	70
c) Interprétation :	70
VII. Conclusion	71
DOSSIER TECHNIQUE	72
CONCLUSION GENERAL	73

Liste des figures :

Figure 1: groupe chimique de M'dhilla	2
Figure 2: localité de l'usine	3
Figure 3: organigramme de l'usine	4
Figure 4 : station du concassage et tamisage	5
Figure 5: Concasseur à mâchoires	6
Figure 6: Concasseur giratoire	6
Figure 7: concasseur à cône	7
Figure 8: Concasseur à percussion	7
Figure 9: Concasseur à Percussion d'axe vertical	8
Figure 10 : Tamis vibrant Série	8
Figure 11: Tamis rotatif	9
Figure 12: tamis statique	9
Figure 13: Tamiseur vibrant	10
Figure 14: Convoyeur à bande à carcasse textile	11
Figure 15: Convoyeur à carcasse métallique	11
Figure 16: Convoyeur à bande solide	12
Figure 17: Convoyeur en spirale	12
Figure 18: bête à corne du convoyeur dans la station du concassage et tamisage	14
Figure 19: Diagramme Pieuvre	15
Figure 20: histogramme des fonctions	17
Figure 21: Analyse fonctionnelle du niveau A0	18
Figure 22: Diagramme FAST	19
Figure 23: composants d'un convoyeur à bande	33
Figure 24: Bande transporteuse	34
Figure 25: tambour de commande	35
Figure 26: tambour de renvoi	35
Figure 27: Tambour d'inflexion	35
Figure 28: Rouleaux porteurs	36
Figure 29: Station-soutiens inférieurs	36
Figure 30: Dispositif de tension	37
Figure 31: capot pour convoyeur	37
Figure 32: Dispositif de nettoyage	37
Figure 33: angle de talutage	38
Figure 34: angle d'éboulement	39
Figure 35: angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement	39
Figure 36: largeur de la bande	40
Figure 37: liaison entre les organes de transmission	41
Figure 38: Différentes qualités de revêtement anti-abrasif	46
Figure 39: les efforts appliqués sur le tambour d'entraînement	48
Figure 40: système de tension à contrepoids	50
Figure 41: écartement des stations-soutiens	52
Figure 42: Ecartement des stations porteuses aux points de chargement	53
Figure 43: Longueur de transition	53
Figure 44: Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande	54
Figure 45: Les forces appliquées sur tambour d'entraînement	57
Figure 46: Répartition du produit sur le tambour d'entraînement	58
Figure 47: Obtention des moments de flexion dans chaque plan	60
Figure 48: clavette	61
Figure 49: cotation technique d'une clavette	62

Figure 50: Forces appliquées sur une clavette	63
Figure 51: Valeurs admises pour la pression admissible au matage des clavettes longitudinales	64
Figure 52: Paliers à roulement	65
Figure 53: Roulement à rouleaux cylindriques	67
Figure 54: Arbre du tambour d'entraînement	70
Figure 55: contraintes 1 sur l'arbre d'entraînement	70
Figure 56: Les forces appliquées sur tambour de contrainte	80
Figure 57: Obtention des moments de flexion dans chaque plan	82
Figure 58: Efforts appliqués sur tambour d'inflexion	84
Figure 59: Obtention des moments de flexion dans chaque plan	86

Liste des tableaux :

Tableau 1: Eléments d'environnement	15
Tableau 2: Matrice de pondération des fonctions	16
Tableau 3: Caractéristique de fonction de service	16
Tableau 4: les notes de comparaisons entre les fonctions	17
Tableau 5 : Hiérarchisation des fonctions de service	17
Tableau 6: Avantages et inconvénients des solutions choisis pour FT111	20
Tableau 7: Avantages et inconvénients des solutions choisis pour FT113	20
Tableau 8: Avantages et inconvénients des solutions choisis pour FT114	21
Tableau 9 : Avantages et inconvénients des solutions choisis pour FT115	21
Tableau 10: Avantages et inconvénients des solutions choisis pour FT11	22
Tableau 11: Intérêt de la solution	23
Tableau 12: Importance de la solution pour FP1	23
Tableau 13: Importance par critères pour FP1	23
Tableau 14: Valorisation global pour FT111	24
Tableau 15: Valorisation global pour FT113	24
Tableau 16: Valorisation global pour FT114	24
Tableau 17: Valorisation global pour FT115	25
Tableau 18: avantage et inconvénient du chaque concasseur	26
Tableau 19: Importance par critères	27
Tableau 20: Valorisation global pour les types du concasseur	27
Tableau 21: avantage et inconvénient du chaque tamiseuse	28
Tableau 22: Importance par critères	29
Tableau 23: Valorisation global pour les tamis	29
Tableau 24: avantage et inconvénient du chaque convoyeur à bonde	30
Tableau 25: Importance par critères	31
Tableau 26: Valorisation global pour les convoyeurs à bonde	31
Tableau 27: Propriétés chimiques de l'acier XC38	57
Tableau 28: Dimensions des clavettes	64

Cahier de charge du projet :

- **Titre de projet :**

Étude et conception d'une station de concassage et de tamisage de gypse du tabia.

- **Promoteur :**

Entreprise GCT M'dhila 1

- **Etudiants :**

SOUALMIA Louay

- **Encadrant :**

Mr. SOUA Wadhah

Mr. OTHMANI Khaled

- **Problématique et étude de l'existence**

Notre objectif est de produire un nouveau produit, le SSP (single super phosphate), en remplacement du TSP (triple super phosphate). Ce produit sera obtenu à partir de gypse broyé exempt d'impuretés et de résidus de TSP fins. Afin de mettre en place cette nouvelle procédure, nous aurons besoin d'une station dédiée au concassage et au tamisage du gypse afin de remédier aux différents problèmes rencontrés avec notre procédé actuel, tels que des bouchages dans le circuit et les dysfonctionnements mécaniques, électriques... . L'idée est donc de concevoir une station qui permette de réaliser cette opération de manière optimale, et la tâche que nous avons faite et la recherche des machines du concassage et du tamisage dans le marché et la conception de la partie convoyeur qui connecte les deux stations à fin de transporter les roches concassée pour la deuxième tâche du tamisage.

- **Engagement du CPG**

1. Assurer un encadrement au niveau industriel pour la suivie du projet.
2. Favoriser un local dans la mesure de possible dans la société
3. Fournir les documents nécessaires pour l'étude
4. Favoriser les moyens et les matériels nécessaires pour réaliser la machine

- **Engagement de l'ISSAT**

1. Assurer un encadrement académique.
2. Aider les étudiants pour réussir ce travail

INTRODUCTION GENERAL

Dans les industries, et afin de faciliter le travail des travailleurs, nous recherchons un renouvellement solidaire des équipements que nous utilisons, pour cela il est nécessaire d'être à jour et changé les matériels de travail pas seulement pour assurer la continuité de la production de l'industrie mais aussi pour garantir la qualité de la société

Dans le cadre de notre formation en génie mécanique, j'ai été amené à l'issue de mon cursus, à faire un stage de fin d'étude à la société de Groupe Chimique Tunisien (GCT) de Mdhila 1, ils ma proposé un projet consistant à faire une étude et conception d'une station de concassage et de tamisage de gypse du tabia. Et notre tache dans se projet et de faire les choix convenable des machine du concassage et du tamisage qui existe dans le marchée et de faire la conception et le calcule de la partie convoyeur à bande dans la station.

Dans ce projet on va suivre la démarche suivante :

- ✓ Étude bibliographique.
- ✓ Analyse fonctionnelle et validation du choix
- ✓ Conception et dimensionnement

Le projet se termine par « une conclusion générale » présentant une synthèse de mon travail ainsi que les perspectives permettant d'améliorer ce projet.

CHAPITRE I: PRESENTATION DE L'ENTREPRISE

I. Introduction

La Tunisie est pionnière dans l'industrie de transformation et de valorisation des minerais phosphatés et ceci grâce au savoir-faire enrichi au cours des années et par des procédés propres du Groupe Chimique Tunisien.

Après l'évolution de l'ancienne société d'acide phosphorique et d'engrais à Sfax (SIAPE) de production de Triple Super Phosphate (TSP), une zone industrielle a été créée à Gabès en 1970 qui a connu plusieurs progrès qui s'est développée petit à petit avec la création de différents projets Industriels.

Le Groupe Chimique Tunisien est constitué de quatre sociétés fusionnées en 1985 :

- La société industrielle d'acide phosphorique et d'engrais (SIAPE) : Sfax.
- La société arabe d'engrais phosphatés et azotés (SAEPA) : Gabès.
- L'industrie chimique maghrébine (ICM) : Gabès
- L'industrie chimique de Gafsa (ICG) : Gafsa.



Figure 1: groupe chimique de M'dhilla

II. Présentation de l'usine de M'dhilla

1. Historique et localisation

L'usine de M'dhilla a démarré au mois de mars 1985. Elle est implantée à proximité du centre minier d'extraction de phosphate à M'dhilla dans le but de production du Triple Super

Phosphate granulé destiné à l'exportation. En 1989, l'ICG est absorbée par la SIAPE qui s'est Fusionnée en 1992 avec la SAEPA pour créer le GCT. En 1994, le GCT et la CPG sont unifiés par la nomination d'un seul Président Directeur Général et en 1996 les structures commerciales de la CPG et du GCT sont fusionnées.

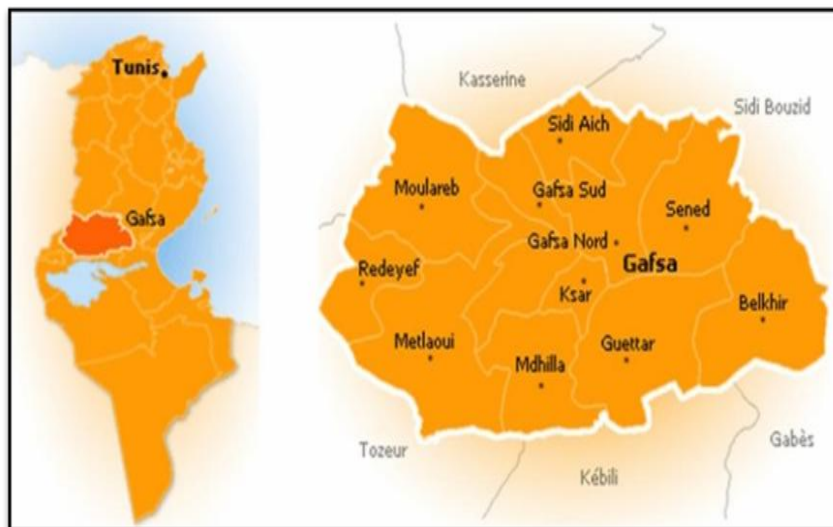






Figure 2: localité de l'usine

2. Services de l'usine

- Service Hygiène – Sécurité
- Division approvisionnements
- Division contrôle qualité
- Division contrôle qualité
- Service informatique
- Division production

3. Déroulement de la production

-  Service utilités
-  Service phosphorique
-  Service T.S.P
-  Service réception expédition

4. Organigramme de l'usine

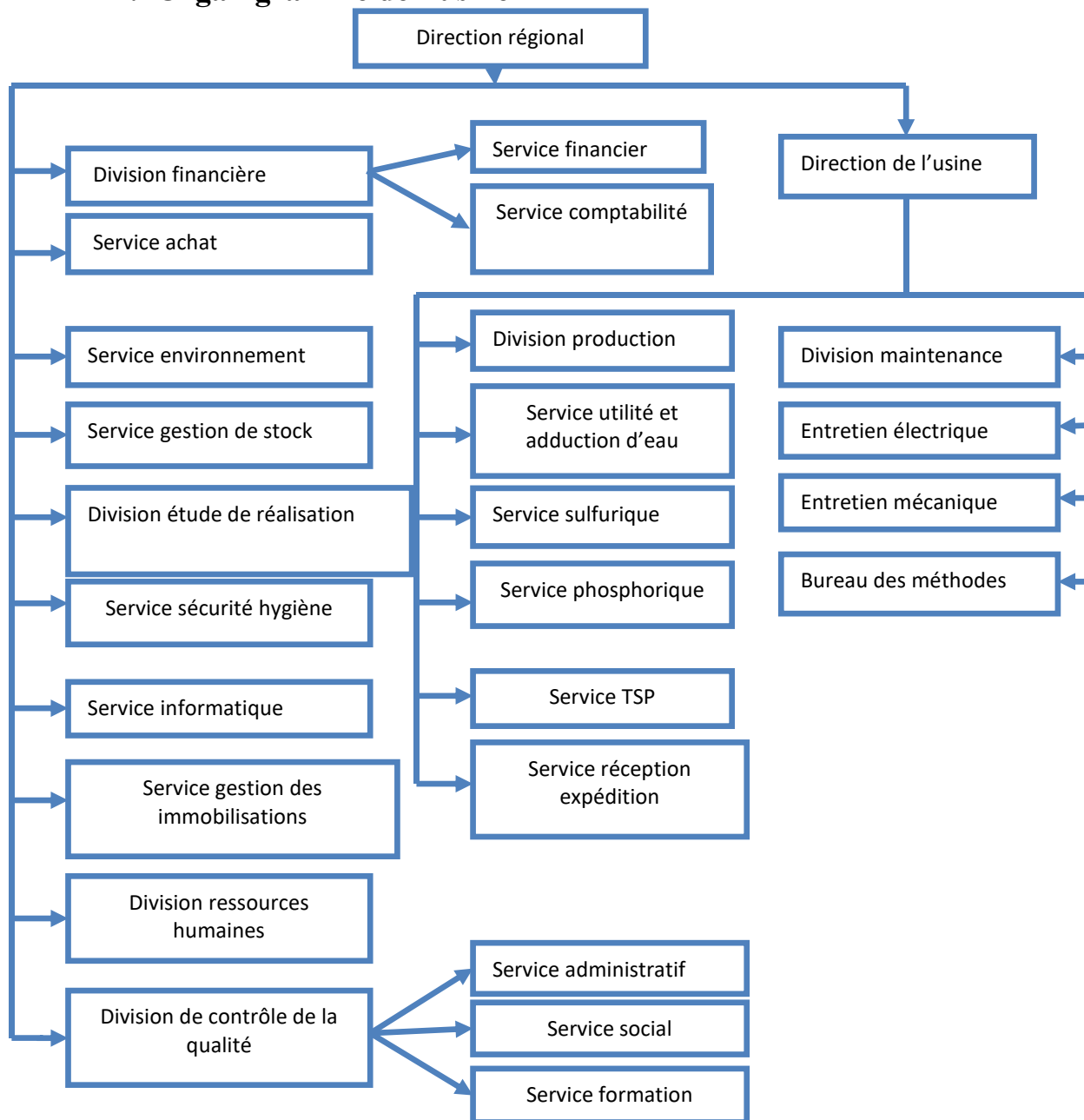


Figure 3: organigramme de l'usine

III. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différents services de l'usine de M'Dhilla et leurs rôles. Dans le chapitre suivant nous allons faire une étude bibliographique pour définir les différents types de machines qui nous sont nécessaires dans notre projet.

CHAPITRE II: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I. Introduction :

Ce chapitre est consacré à une étude bibliographique. La figure ci-dessous représente la station du concassage et tamisage

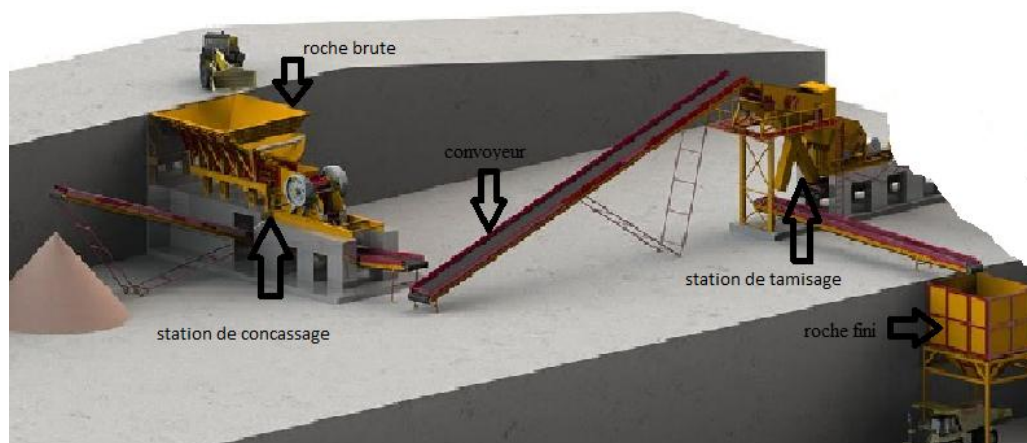


Figure 4 : station du concassage et tamisage

En premier lieu, nous entamerons par définir les différents systèmes de la station.

II. Généralité sur les Concasseurs dans le marché

1. Définition:

Un concasseur est une machine conçue pour réduire les grosses roches en petites pierres, gravier, ou poussière de roche.

Il existe des concasseurs de technologie différente, les plus fréquents sont cités ci-dessous.

2. Concasseur à mâchoires

L'appellation « à mâchoire » est due au dispositif de concassage, qui reprend le principe de base d'une mâchoire, avec une paroi fixe et une autre mobile, la roche étant coincée entre les deux. La partie mobile est entraînée en rotation par une bielle (excentrique) qui assure la rotation de la mâchoire. Le ressort de rappel à sa base permet de ramener la mâchoire afin de laisser passer les matériaux broyés.



Figure 5: Concasseur à mâchoires

Caractéristiques techniques :

- Puissance nette moteur du Concasseur : moteur Caterpillar C9 Acert 261kW
- Ouverture d'alimentation : 107 cm x 76 cm
- Poids : 51 300 kg

3. Concasseur giratoire

Le concasseur giratoire « DRAGON » casse les pierres ou minerais par pression entre une cuve annulaire fixe dénommée anneau concave et un rouleau conique appelé cône d'usure, animé d'un mouvement excentrique à l'intérieur de l'espace limité par la cuve.



Figure 6: Concasseur giratoire

Caractéristiques techniques :

- Puissance (kW) : 315
- Poids (t) : 26
- mobile cône diamètre (mm) : 1400

4. Concasseur à cône

Un concasseur à cône ou concasseur conique a un fonctionnement similaire au concasseur giratoire, avec moins de pente dans la chambre de cassage et une plus grande zone parallèle entre les zones de concassage. Un concasseur à cône brise la roche en la serrant entre une tête excentrée tournante, qui est couverte par un blindage résistant à l'usure (mâchoire mobile), et le bol, couvert par un concave manganèse ou une mâchoire fixe.



Figure 7: concasseur à cône

5. Concasseur à percussion

Le concasseur à percussion appelé aussi concasseur à marteau peut être à axe horizontal ou vertical.

a) Concasseur à percussion à axe horizontal

Le concasseur à axe horizontal utilise la percussion pour briser la roche contrairement aux concasseurs à mâchoires, giratoire et à cône qui utilisent la compression. Il est composé d'un rotor lui-même équipé de battoirs ou marteaux et d'écrans de projection lieux d'impact des cailloux.



Figure 8: Concasseur à percussion

b) Concasseur à percussion à axe vertical

Le concasseur à axe vertical est utilisé pour fabriquer des sables de qualité. En effet, il permet de concasser encore plus finement les graviers en finissant de rompre les liaisons les

Caractéristiques techniques :

- Capacité: 36 t/h -695 t/h
- Taille de sortie : min.4 mm
max. 41mm
- Puissance de moteur 160 kW

Caractéristiques techniques :

- Capacité : Max: 335 t/h
Min: 50 t/h
- Puissance moteur : Max: 250 kW
(339,91 hp)
Min: 37 kW (50,31 hp)
- Poids : Max: 23 000 kg (50 706,32 lb)
Min: 4 200 kg (9 259,42 lb)

plus faibles rémanentes du granulat. On obtient ainsi un sable dont la consistance et la forme sont optimaux pour les sables types bétons notamment.



Figure 9:Concasseur à Percussion d'axe vertical

Caractéristiques techniques :

- Alimentation Maximale (mm) : 35
- Puissance (kw) : 55*2
- Vitesse de la turbine (r/min) : 1200~2000
- Capacité de production (t/h) :40-90
- Dimension (mm*mm*mm) :2910*2130*2105

III. Généralité sur les Tamis dans le marché

Le tamisage est le passage d'un produit solide ou d'une suspension au tamis pour réaliser la séparation et éventuellement l'analyse granulométrique de certains éléments.

1. Tamis vibrant

Tamis vibrant : Ce type de tamis utilise des vibrations pour séparer les particules solides. Il est souvent utilisé pour séparer les particules de différentes tailles. Les vibrations peuvent être produites par un moteur électrique ou par un mécanisme de ressort.



Figure 10 : Tamis vibrant Série

Caractéristiques techniques :

- Deux moteurs : 200 W
- Tension : 400 V /50 Hz
- Grilles d'une largeur utile : 420 mm
- Longueur utile : 880
- Longueur totale : 1550 mm

2. Tamis rotatif

Ce type de tamis utilise une tige rotative pour séparer les particules solides. La tige peut être équipée de plusieurs mailles pour filtrer les particules de différentes tailles. Ce type de tamis est souvent utilisé pour la séparation de particules grossières.

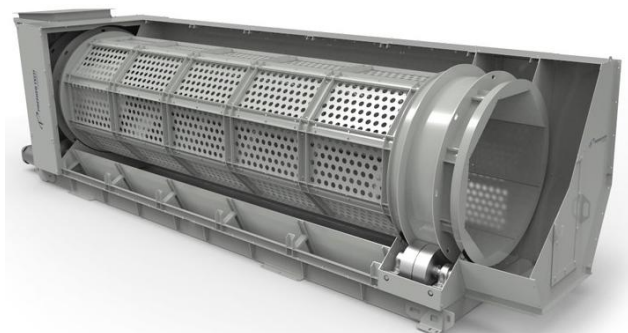


Figure 11: Tamis rotatif

Caractéristiques techniques :

- Longueur : 5.5m
- Diamètre de tamis : 1500 cm
- Moteur : 400V 50Hz 20kw
- Vitesse de rotation : 18 tr/min

3. Tamis statique

Influent pompé dans la chambre d'entrée par l'entrée du tuyau. Au fur et à mesure que le niveau de l'eau monte, il coule sous le déversoir des salaires et le déflecteur pivotant. Les liquides et les solides s'écoulent à travers le crible, et les liquides tombent à travers le crible, tandis que la gravité et plus de criblage poussent les solides capturés vers le point de décharge.



Figure 12: tamis statique

Caractéristiques techniques :

- Dimension (mm*mm*mm) : 1.43*1.63*2
- Capacité : 5-120m3/h
- Poids : 300kg

4. Tamis vibrant

Le tamis vibrant est un équipement de séparation qui fonctionne en faisant passer un matériau à travers une surface perforée ou un tamis. Les tamis vibrants sont utilisés dans une grande variété d'applications, notamment dans l'industrie alimentaire, chimique,

pharmaceutique et minière. Le matériau est alimenté sur le tamis à une extrémité et les vibrations sont produites par un moteur électrique monté sur le cadre du tamis.



Figure 13: Tamiseur vibrant

Caractéristiques techniques :

- Ø DU CRIBLE EN MM : 1012
- DÉBITS EN T/H : 6.5
- Moteurs : 200 W
- Tension : 400 V /50 Hz

IV. Généralité sur les Convoyeurs à bande

1. Caractéristique technique d'un convoyeur à bande

Chaque type du Convoyeur à des avantages et des inconvénients, et le choix dépend des exigences de l'application spécifique.

- ✓ Largeur de bande
- ✓ Longueur du convoyeur
- ✓ Vitesse de la bande.
- ✓ Capacité de charge.
- ✓ Résistance à la traction
- ✓ Flexibilité.
- ✓ Durée de vie.

2. Convoyeur à bande à carcasse textile :

Un convoyeur à bande à carcasse textile est un type de convoyeur à bande qui utilise une bande transporteuse composée d'une carcasse textile en polyester, nylon ou coton. La carcasse textile est constituée de couches de tissu résistant à la traction, qui sont revêtues de caoutchouc pour améliorer la résistance à l'abrasion et à l'usure.



Figure 14: Convoyeur à bande à carcasse textile

3. Convoyeur à carcasse métallique

Un convoyeur à bande à carcasse métallique est un type de convoyeur à bande qui utilise une bande transporteuse composée d'une carcasse en acier inoxydable ou en acier galvanisé. La carcasse métallique est constituée de fils d'acier disposés en plusieurs couches pour offrir une résistance élevée à la traction et à l'abrasion. Elle est recouverte de caoutchouc pour protéger la surface de la bande transporteuse et améliorer sa résistance à l'usure.

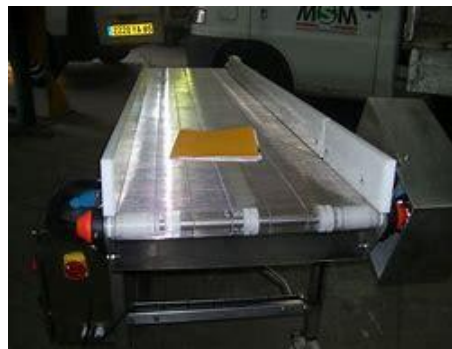


Figure 15: Convoyeur à carcasse métallique

4. Convoyeur à bande solide

Un convoyeur à bande solide est un type de convoyeur à bande qui utilise une bande transporteuse solide en polyuréthane ou en PVC. Contrairement aux autres types de convoyeurs à bande qui ont une carcasse sous-jacente, les convoyeurs à bande solide n'ont pas de carcasse et sont donc considérés comme des convoyeurs "à bande pleine»



Figure 16: Convoyeur à bande solide

5. Convoyeur en spirale

Un convoyeur en spirale est un type de convoyeur qui utilise une bande transporteuse en forme de spirale pour transporter les produits. La bande transporteuse en spirale est fabriquée en acier inoxydable et est constituée de plusieurs couches de fils d'acier disposés en spirale. Les produits sont transportés sur la surface extérieure de la bande transporteuse, tandis que la surface intérieure de la bande transporteuse sert à la traction.

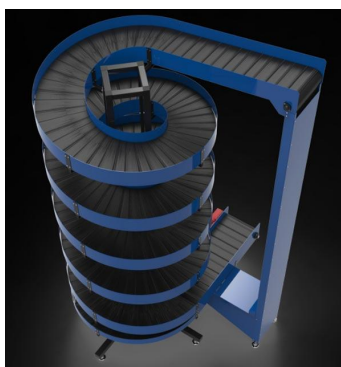


Figure 17: Convoyeur en spirale

V. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fait l'étude bibliographique des deux systèmes de concassage et de tamisage et du différent type du convoyeur à bande. Dans le chapitre suivant nous allons faire l'analyse fonctionnelle du système.

CHAPITRE III: ANALYSE FONCTIONNELLE DU BESOIN

I. Analyse Fonctionnelle d'une station de concassage et tamisage de gypse

1) Objectif

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 avec son milieu extérieure et intérieure à l'aide des outils tels que " Diagramme bête à cornes, Diagramme pieuvre, Diagramme Fast...". Ces outils consistent à trouver les solutions à des problèmes qui peuvent se poser durant le travail de notre projet ainsi d'exprimer les différentes facettes du besoin par des fonctions traduisant les services attendus. Cette démarche consiste à rechercher, ordonner, hiérarchiser, valoriser les fonctions. Elle est à la base du cahier des charges fonctionnel

2) Analyse fonctionnelle externe :

a) Analyse du besoin :

Etude de besoin :

L'analyse du besoin comprend trois étapes :

Saisir le besoin :

Le besoin consiste à fabriquer ne station de concassage et tamisage.

Enonce le besoin :

Dans cette partie, il s'agit d'expliquer le but et les limites de l'étude. En utilisant l'outil de la bête à corne

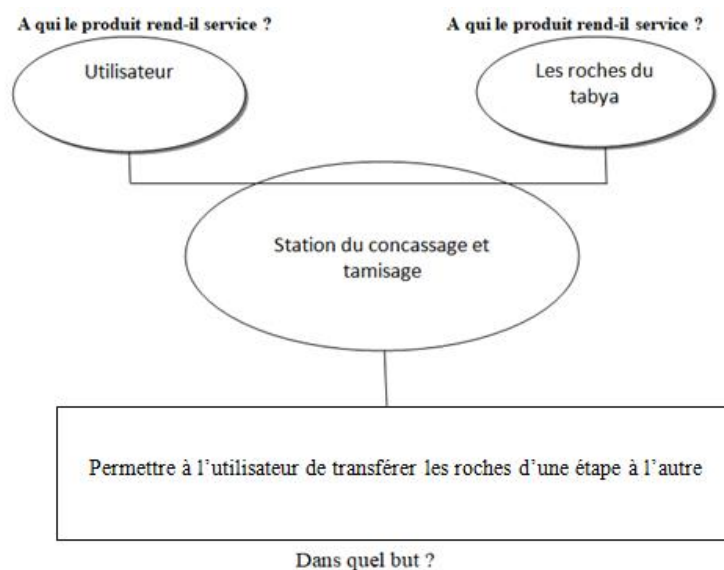


Figure 18: bête à corne du convoyeur dans la station du concassage et tamisage

Validation du besoin :

Pour valider le besoin de notre produit, il faut chercher les répondre aux quatre questions suivantes :

✓ **Pourquoi ce besoin existe-t-il ?**

Nous aurons besoin d'une nouvelle station dédiée au concassage et au tamisage du gypse.

✓ **Dans quel but ce besoin existe-t-il ?**

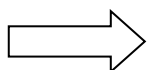
A fin de fixée les différents problèmes rencontrés avec notre procédé actuel.

✓ **Qu'est ce qui pourrait faire disparaître ou évaluer ce besoin ?**

Evolution de la station du concassage et tamisage dans l'industrie.

✓ **Le risque ou évolution du besoin sont-ils réel dans prochaine avenir ?**

Ce besoin ne peux pas disparaître pas dans le prochain avenir.



Le besoin est valide

b) Etude de la faisabilité :

L'étude de besoin doit être liée avec l'analyse de l'environnement du produit. Cette analyse de l'environnement du produit s'effectue avec le diagramme pieuvre.

Pour l'analyse fonctionnelle on a deux cas des diagrammes pieuvre :

Tableau 1: Eléments d'environnement

Séquence d'utilisation	Séquence hors utilisation
<ul style="list-style-type: none"> Utilisateur Les roches Sécurité Energie Norme spécifique Maintenance Environnement 	<ul style="list-style-type: none"> agent de maintenance outillage de maintenance local de maintenance pièces de rechange service après vente

Diagramme de séquence d'utilisation :

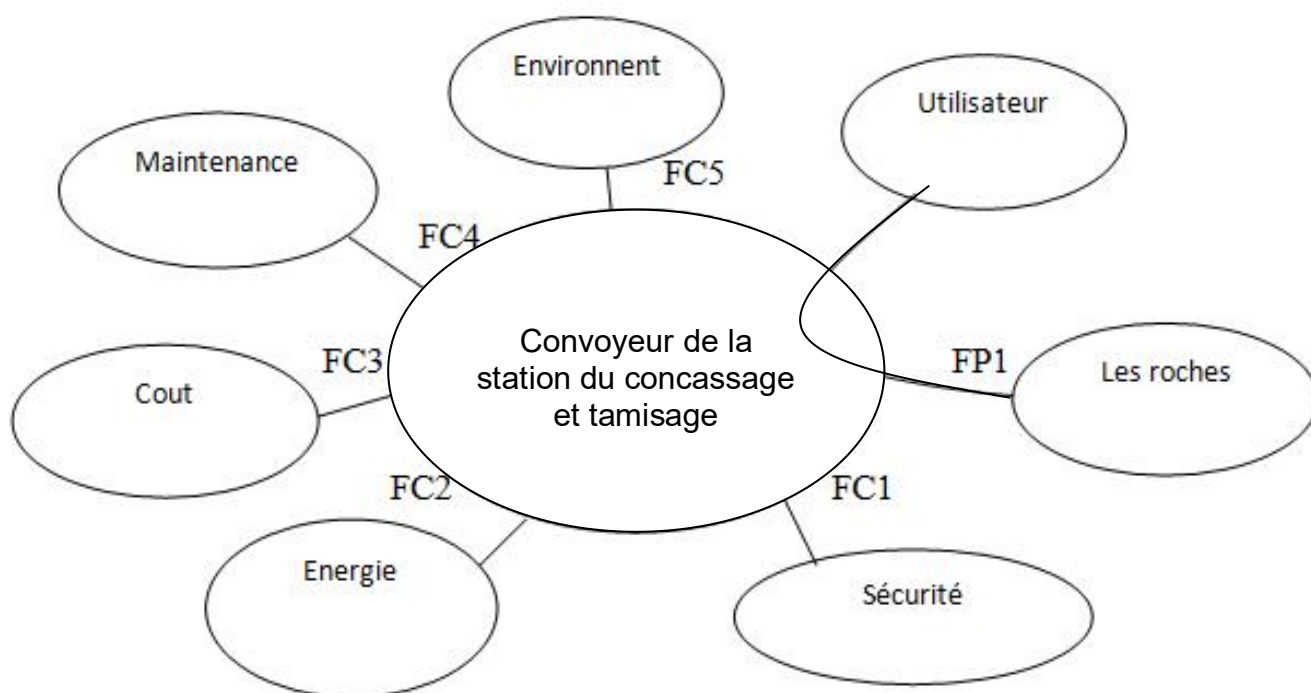


Figure 19: Diagramme Pieuvre

Il existe deux types de fonction :

- Fonction principal FP : fonction de service qui relie les éléments extérieurs via le produit en traduisant obligatoirement des actions réalisées par le produit.

- Fonctions complémentaires FC : fonction service qui met une relation le produit avec un seul élément extérieur.

- **FP1** : Permettre de Déplacer les roches d'une phase à l'autre.
- **FC1** : Respecter les normes de sécurité.

- **FC2** : Etre adéquat a l'énergie existé.
- **FC3** : Avoir un coût optimal.
- **FC4** :S'intégrer à environnement.
- **FC5** : Être facilement entretenu.

3) Classe et niveau de flexibilité

Tableau 2: Matrice de pondération des fonctions

Flexibilité	Classe de flexibilité	Niveau de flexibilité
Nulle	F0	Impératif
Faible	F1	Peut négociable
Bonne	F2	Négociable
Forte	F3	Très négociable

Tableau 3: Caractéristique de fonction de service

Code	Critère d'appréciation	Niveau d'acceptation	Flexibilité
FP1	Capacité de charge	350T/heure	F1
FC1	Tension d'alimentation	Triphasé (400V-50Hz)	F2
FC2	Respecte les normes et législations	Adapté	F0
FC3	Avoir un coût optimal.	Non définie	F3
FC4	S'intégrer à environnement	Adapté	F0
FC5	Être facilement entretenu	Adapté	F1

a) Hiérarchisation des fonctions services

Hiérarchiser : c'est évaluer l'ordre d'importance des fonctions retenues.

Le principe est de comparer les fonctions contraintes une à une, à l'aide d'une matrice, et d'attribuer une note en supériorité de 0 à 3.

Pour chaque couple de fonction, on utilise une variable réel positive qui quantifie le degré d'importance relative, et ceci selon le tableau suivant :

Tableau 4: les notes de comparaisons entre les fonctions

Note	Degré d'importance
0	Niveau égal
1	Légèrement supérieure
2	Moyennement supérieure
3	Nettement supérieure

Tableau 5 : Hiérarchisation des fonctions de service

	FC1	FC2	FC3	FC4	FC5	Point	%
FP1	FP1 :2	FP1 :1	FP1 :3	FP1 :2	FP1 :2	10	34,48
	FC1	FC1 :2	FC 1:2	FC4 :1	FC1 :3	7	24,13
		FC2	FC2 :2	FC2 :1	FC2 :3	6	20,68
			FC3	FC4 :1	FC3	3	10,34
				FC4	FC5 :1	2	6,89
					FC5	1	3,48
					Totale	29	100

b) Histogramme des fonctions :

Il s'agit de rendre significatifs les résultats de la hiérarchisation fonctionnelle en représentant sous forme de graphique les pourcentages attribués à chaque fonction.

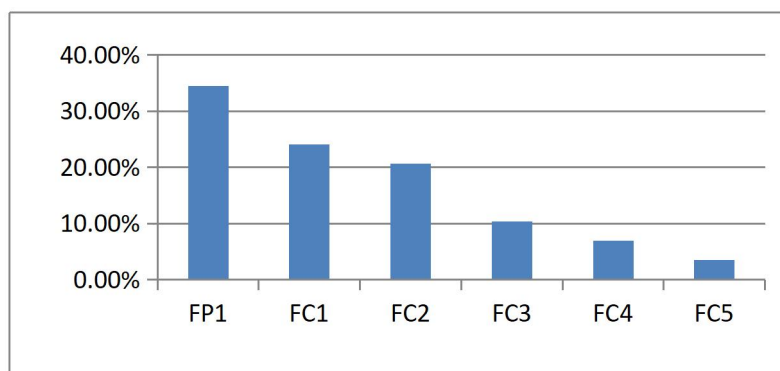


Figure 20: histogramme des fonctions

Interprétation

On remarque que la fonction de service FP1 présente le pourcentage le plus important, et la fonction de services (FC4 et FC5) présente un degré d'importance faible.

4) Analyse fonctionnelle interne :

❖ Modalisation d'une station de concassage et tamisage :

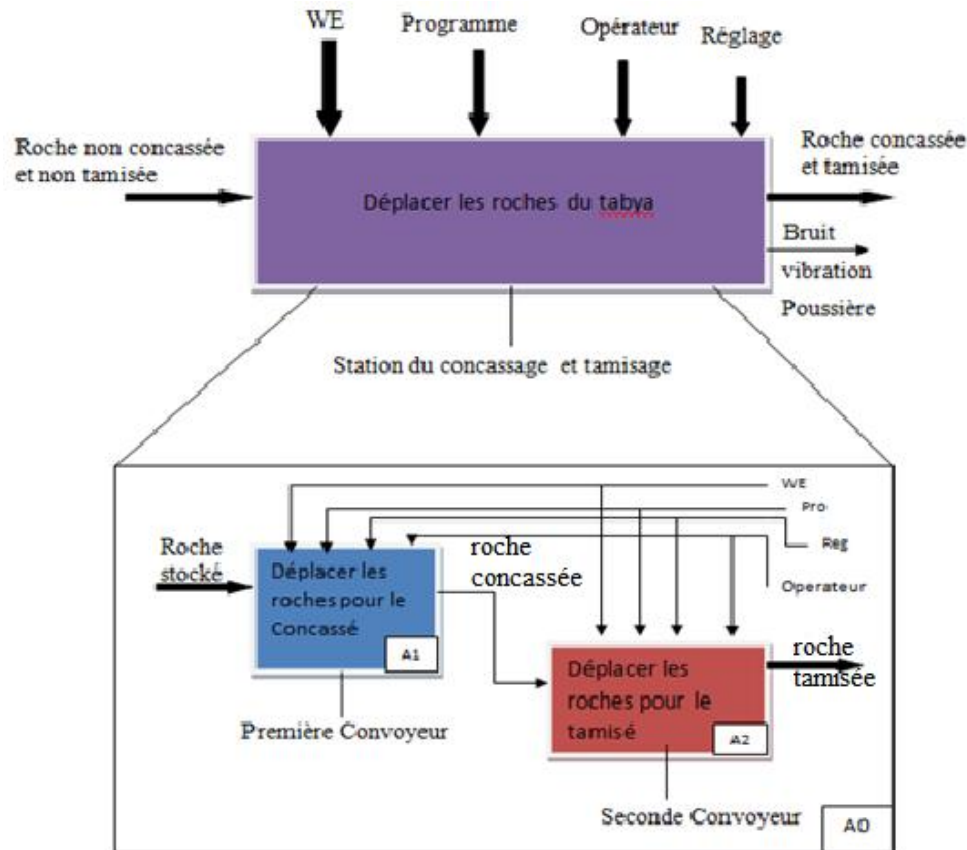


Figure 21: Analyse fonctionnelle du niveau A0

5) Présentation de la Diagramme FAST

a) Définition FAST

La méthode FAST est une technique d'analyse fonctionnelle systématique, couramment employée en matière d'analyse de la valeur. L'application des méthodes d'analyse fonctionnelle aboutie à un grand nombre de fonctions. La méthode FAST présente l'avantage d'ordonner les fonctions suivant un ordre logique ; elle contribue à la clarification de l'état fonctionnel du produit et à la réduction finale du cahier des charges fonctionnelles.

Donc, Cet outil établie le lien entre le besoin fondamental et l'architecture d'un produit tout en passant par les fonctions de service et les fonctions techniques.

b) Principe de la méthode FAST

Ce diagramme permet de représenter de façon synthétique un enchaînement hiérarchisé des fonctions techniques. A partir d'une fonction donnée.

c) Diagramme FAST :

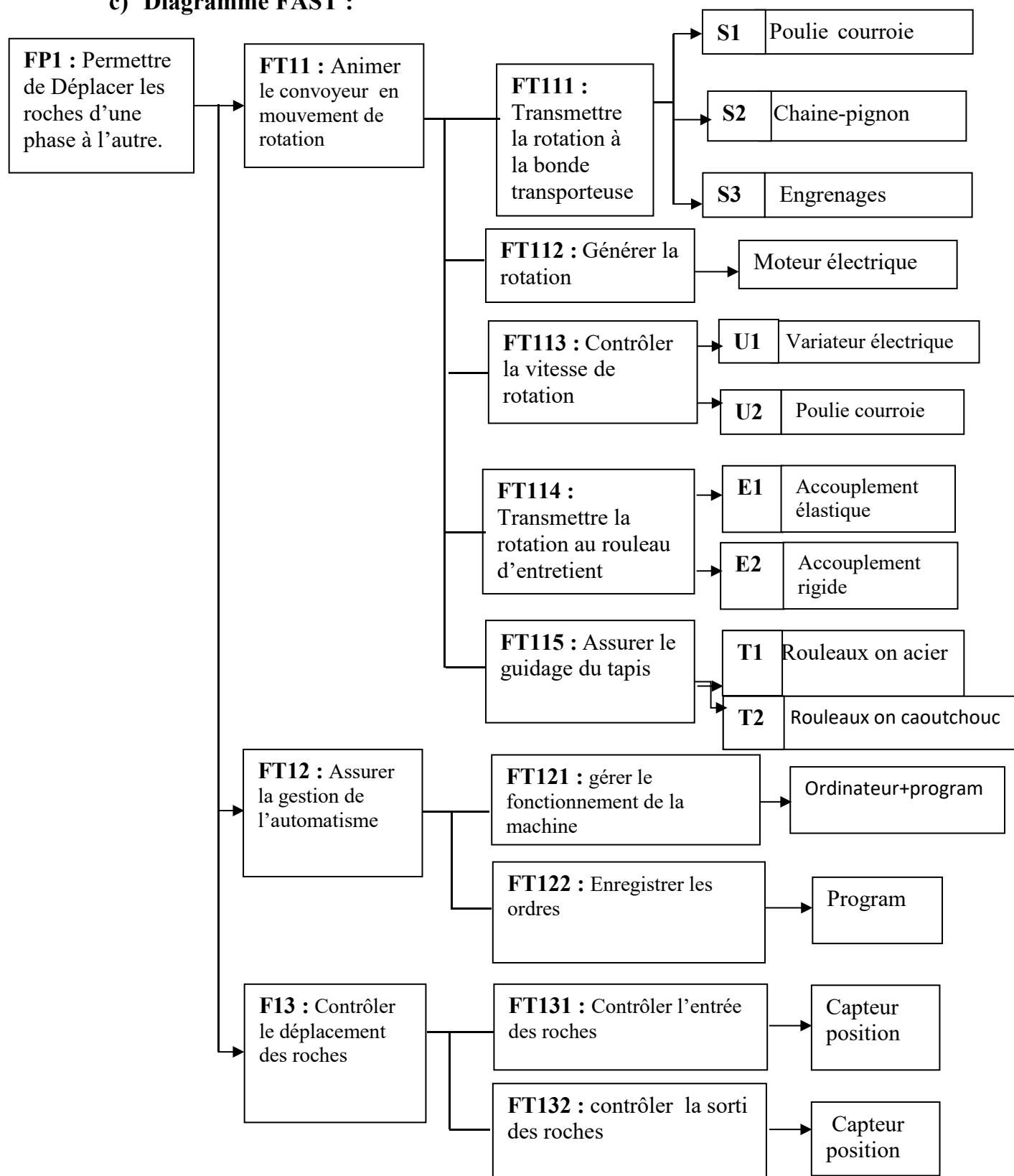


Figure 22: Diagramme FAST

- ❖ Dans le tableau suivant nous présentons les avantages et les inconvénients de la fonction technique FT111.

Tableau 6: Avantages et inconvénients des solutions choisies pour FT111

FT111 : Transmettre le mouvement de rotation.		
	Avantage	Inconvénients
S1 : Poulie courroie	*Fonctionner en mode silencieux. *La transmission de mouvement sans glissement. *Solution économique.	*Durée de vie limitée. *Résistance limitée de la courroie
S2: Chaîne-pignon	*Transmettre par obstacle un mouvement de rotation à grande vitesse.	*Bruit en cours de fonctionnement.
S3: Engrenages	*Transmettre un couple important. *Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. *Durée de vie importante *Bonne fiabilité. Réversibilité possible suivant type d'engrenage.	*Bruit en cours de fonctionnement. *Couteuse *Nécessité de la lubrification. *Nécessite d'un entraxe précis et constant.

- ❖ Dans les tableaux suivants nous présentons les avantages et les inconvénients des fonctions techniques FT113.

Tableau 7: Avantages et inconvénients des solutions choisies pour FT113

FT113 : Contrôler la vitesse de rotation		
	Avantage	Inconvénients
U1 : Variateur électrique	*Réglage facile. *Réglage avec précision.	*Coûteux. *Nécessite un système asservi de commande.
U2: Poulie courroie	*Fonctionner en mode silencieux. *La transmission de mouvement sans glissement.	*Durée de vie limitée. *Résistance limitée de la courroie

- ❖ Dans les tableaux suivants nous présentons les avantages et les inconvénients des fonctions techniques FT114.

Tableau 8: Avantages et inconvénients des solutions choisis pour FT114

FT114 : Assurer la transmission mouvement de rotation		
	Avantage	Inconvénients
E1 : Accouplement élastique	*Transmettre de mouvement de rotation si nous avons variation d'angle entre l'arbre motrice et l'arbre réceptrice.	*Changement de vitesse si nous avons variation d'angle.
E2 : Accouplement rigide	*Transmettre un couple important. *Garder la vitesse de rotation.	*Problème de transmission lors de variation d'angle.

Tableau 9 : Avantages et inconvénients des solutions choisis pour FT115

FT115 : Assurer le guidage du tapis		
	Avantage	Inconvénients
T1 : Rouleaux on acier	* Durabilité * Faible friction * Maintenance facile	* Bruyant * Risque de dommages aux produits *Ne Peu pas être adapté à certaines applications * Nécessitent une lubrification régulière
T2 : Rouleaux on caoutchouc	* Surface de roulement douce * Absorption des chocs * Faible bruit * Réduisent les coûts d'entretien en minimisant la nécessité de lubrification	* Usure plus rapide * Coût * Charge limitée

- ❖ Dans le tableau suivant nous présentons les avantages et les inconvénients de la fonction technique FT11.

Tableau 10: Avantages et inconvénients des solutions choisies pour FT11

FT11 : Assurer la Sécurité (Cache isolant)		
	Avantage	Inconvénients
I1: Cache en plastique (plexiglas)	<ul style="list-style-type: none"> *Légère. *Contre le choc. 	<ul style="list-style-type: none"> *Ne résiste pas contre la chaleur. *Rigidité faible. *Transparent.
I2: Cache en matériaux composite	<ul style="list-style-type: none"> *Légères. *Contre le choc. *Obtention facile. *Résiste bien contre la chaleur. 	<ul style="list-style-type: none"> *Fragile. *Maintenance difficile.
I3: Cache en métal	<ul style="list-style-type: none"> *Résistance contre le choc. 	<ul style="list-style-type: none"> *Masse important. *Obtention difficile. *Ne pas isolant contre la chaleur et l'énergie électrique.

Dans le tableau suivant nous présentons les avantages et les inconvénients de la fonction technique FC2

II. Choix des solutions techniques

On a deux parties la première est le choix des solutions techniques et la deuxième est le choix des machines adéquates.

A. Choix des solutions techniques

1) Choix de la solution adoptée

a. Choix des critères

Pour la fonction FP1 (Permettre de Déplacer les roches d'une phase à l'autre), nous avons choisi les critères suivants :

- C1 : Réglage
- C2 : Maintenance facile
- C3 : Coût minimal
- C4 : Durée de vie optimale

b. Valorisation par critère :

Pour l'ensemble des solutions et vis-à-vis de chaque critère, nous avons attribué une note de 1 à 3

Tableau 11: Intérêt de la solution

N (Note)	Intérêt de la solution
1	Douteuse
2	Moyenne
3	Bien adaptée

c. Valorisation global :

Les fonctions de service n'ont pas toutes la même importance aux yeux de l'utilisateur, pour cette raison, nous avons associé à chacun des critères une pondération

Tableau 12: Importance de la solution pour FP1

K (pondération)	Importance de la solution
1	Utile
2	Nécessaire
3	Important
4	Très important
5	Vitale

Tableau 13: Importance par critères pour FP1

Critères	K
C1	4
C2	3
C3	4
C4	2

d. Analyse des résultats

Les calculs que nous venons d'effectuer permettent de conclure que la solution présentant le total pondéré le plus élevé est globalement la plus intéressante.

Tableau 14: Valorisation global pour FT111

		FT111					
		S1		S2		S3	
Critère	K	N	T	N	T	N	T
C1	4	2	8	1	4	3	12
C2	3	3	9	1	3	2	6
C3	4	3	12	3	12	3	12
C4	2	2	4	2	4	2	4
Total pondéré		33		23		34	

FT111 : Transmettre le mouvement de rotation.

S1 : Poulie courroie

S2 : Chaîne pignon

S3 : Engrenage.

Tableau 15: Valorisation global pour FT113

		FT113			
		U1		U2	
Critère	K	N	T	N	T
C1	4	3	12	1	4
C2	3	1	3	2	6
C3	2	2	4	2	4
C4	4	3	12	1	4
Total pondéré		31		18	

FT113 : contrôler la vitesse de rotation

U1 : variateur électrique

U2 : poulie courroie

Tableau 16: Valorisation global pour FT114

		FT114			
		E1		E2	
Critère	K	N	T	N	T
C1	4	3	6	1	2
C2	3	1	4	1	4
C3	4	2	6	3	9
C4	2	3	12	1	4
Total pondéré		28		19	

FT114 : Transmettre la rotation aux rouleaux moteurs

E1 : Accouplement élastique

E2 : Accouplement rigide

Tableau 17: Valorisation global pour FT115

		FT115			
		T1		T2	
Critère	K	N	T	N	T
C1	2	1	2	2	4
C2	3	3	9	3	9
C3	4	2	8	2	8
C4	5	1	5	2	10
Total pondéré		24		31	

FTT115 : Assurer le guidage du tapis

T1 : Rouleaux on acier

T2 : Rouleaux on caoutchouc

e. Conclusion :

Les calculs que nous avons effectués, permettent de conclure que les solutions présentant le total pondéré le plus élevé est la solution qui sera retenu.

FPI : Permettre de Déplacer les roches d'une phase à l'autre.

- ✓ **FT111** : Transmettre le mouvement de rotation.
 - **S1**: Par engrenage (réducteur) (on a choisit ce système car il sert de transmettre le mouvement sans glissement, il fonctionne il est plus économiques et aussi Les convoyeurs entraînés par engrenage sont souvent utilisés dans les situations où beaucoup de couple est nécessaire)
- ✓ **FT113** : contrôler la vitesse de rotation.
 - **U1** : variateur électronique (on a choisit ce système car il sert de contrôlé le mouvement du tapis on manuares très précis)
- ✓ **FT114** : Transmettre la rotation aux rouleaux.
 - **E1** : par accouplement élastique (on a choisit ce système car il sert de transmettre le mouvement sans avoir un grand choc mécanique aux démarrages)
- ✓ **FT115** : Assurer le guidage du tapis.
 - **T2** : avec rouleaux on caoutchouc (on a choisit ce système car il sert de guider la translation du tapis son lubrification et d'une manière plus précis)

B. Choix des machines adéquates.

1) Choix du type du concasseur en marchée

On à 5 types du concasseur qui existe dans le marchée dans cette étape nous allons faire une comparaissant directe entre eux pour déterminer le choix le plus convenable pour notre application.

a. Avantage et inconvénient du chaque type

Tableau 18: avantage et inconvénient du chaque concasseur

		Avantage	Inconvénient
Concasseur à mâchoire		<ul style="list-style-type: none"> Facile à utiliser et à entretenir Bonne capacité de production Convient pour les matériaux durs et abrasifs 	<ul style="list-style-type: none"> Ne convient pas aux matériaux collants et humides Faible ratio de réduction de taille Bruyant lors de l'utilisation
Concasseur giratoire		<ul style="list-style-type: none"> Ratio de réduction de taille élevé Convient pour les matériaux durs et abrasifs Facile à ajuster la taille de sortie du produit 	<ul style="list-style-type: none"> Coûteux à l'achat et à l'entretien Utilisation de pièces d'usure coûteuses Consommation d'énergie élevée
Concasseur à cône		<ul style="list-style-type: none"> Ratio de réduction de taille élevé Convient pour les matériaux durs et abrasifs Moins bruyant que les concasseurs à mâchoire 	<ul style="list-style-type: none"> Coûteux à l'achat et à l'entretien Utilisation de pièces d'usure coûteuses Capacité de production limitée
Concasseur à percussion	Axe horizontale	<ul style="list-style-type: none"> Convient pour les matériaux durs et abrasifs Ratio de réduction de taille élevé Convient pour les grandes tailles d'alimentation 	<ul style="list-style-type: none"> Pas adapté aux matériaux collants et humides Pièces d'usure coûteuses Consommation d'énergie élevée
	Axe vertical	<ul style="list-style-type: none"> Convient pour les matériaux durs et abrasifs Ratio de réduction de taille élevé Adapté aux matériaux humides et collants 	<ul style="list-style-type: none"> Capacité de production limitée Moins efficace pour les grandes tailles d'alimentation Pièces d'usure coûteuses.

b. Choix des critères

- C1 : Coût.
- C2 : Maintenance facile.
- C3 : Performance.
- C4 : fiabilité.

Tableau 19: Importance par critères

Critères	K
C1	2
C2	3
C3	4
C4	3

c. Analyse des résultats

Les calculs que nous venons d'effectuer permettent de conclure que la solution présentant le total pondéré le plus élevé est globalement la plus intéressante.

Tableau 20: Valorisation global pour les types du concasseur

		les types du concasseur									
		A1		A2		A3		A4		A5	
Critère	K	N	T	N	T	N	T	N	T	N	T
C1	2	1	2	1	2	1	2	2	4	3	6
C2	3	1	3	1	3	1	3	1	3	2	6
C3	4	1	4	3	12	2	8	2	8	1	4
C4	3	1	3	3	9	2	6	2	6	1	3
Total pondéré		12		26		19		21		19	

A1 : Concasseur à mâchoire

A2 : Concasseur giratoire

A3 : Concasseur à cône

A4 : Concasseur à percussion à Axe horizontale

A5 : Concasseur à percussion à Axe vertical

d. Conclusion :

Les calculs que nous avons effectué permettent de conclure que la solution présentant le total pondéré le plus élevé est la plus convenable se réalise dans la solution :

A2 : concasseur giratoire

- Figure6: Concasseur giratoire hydraulique modèle hpc-315 (on a choisit cette machine car il est la plus soutenable pour notre application)

Cite web du fournisseur ([Concasseur giratoire hydraulique modèle hpc-315 \(hellopro.fr\)](http://hellopro.fr))

2) Choix du type du tamis en marchée

On à 4 types du tamis qui existe dans le marchée dans cette étape nous allons faire une comparaisant directe entre eux pour déterminer le choix le plus convenable pour notre application.

a. Avantage et inconvénient du chaque type

Tableau 21: avantage et inconvénient du chaque tamiseuse

	Avantage	Inconvénient
Tamis vibrant rectiligne	<ul style="list-style-type: none"> • Haute capacité de traitement • Grande efficacité de tamisage • Faible coût d'achat et d'entretien 	<ul style="list-style-type: none"> • Bruyant lors de l'utilisation • Nécessite une alimentation régulière et uniforme • Difficile à nettoyer
Tamis rotatif	<ul style="list-style-type: none"> • Bonne capacité de traitement • Tamisage efficace des matériaux grossiers • Peut être utilisé pour des matériaux humides 	<ul style="list-style-type: none"> • Coûteux à l'achat et à l'entretien • Difficile à nettoyer • Nécessite une maintenance régulière
Tamis statique	<ul style="list-style-type: none"> • Faible coût d'achat et d'entretien • Pas de pièces mobiles à entretenir • Convient pour les matériaux fins 	<ul style="list-style-type: none"> • Faible capacité de traitement • Efficacité de tamisage limitée • Ne convient pas pour les matériaux grossiers
Tamis vibrant circulaire	<ul style="list-style-type: none"> • Haute capacité de traitement • Grande efficacité de tamisage • Convient pour une large gamme de matériaux 	<ul style="list-style-type: none"> • Coûteux à l'achat et à l'entretien • Nécessite une alimentation régulière et uniforme • Difficile à nettoyer

b. Choix des critères

- C1 : Coût.
- C2 : Maintenance facile.
- C3 : Performance.
- C4 : fiabilité.

Tableau 22: Importance par critères

Critères	K
C1	2
C2	3
C3	4
C4	3

c. Analyse des résultats

Les calculs que nous venons d'effectuer permettent de conclure que la solution présentant le total pondéré le plus élevé est globalement la plus intéressante.

Tableau 23: Valorisation global pour les tamis

		Type des tamis							
		B1		B2		B3		B4	
Critère	K	N	T	N	T	N	T	N	T
C1	2	1	2	1	2	3	6	1	2
C2	3	2	6	2	6	3	9	1	3
C3	4	2	8	3	12	1	4	2	8
C4	3	1	3	2	6	1	3	1	3
Total pondéré		19		26		22		16	

B1 : Tamis vibrant rectiligne

B2 : Tamis rotatif

B3 : Tamis statique

B4 : Tamis vibrant circulaire

d. Conclusion :

Les calculs que nous avons effectué permettent de conclure que la solution présentant le total pondéré le plus élevé est la plus convenable se réalise dans la solution :

B2 : Tamis rotatif

- Figure 11: Tamis rotatif (on a choisit cette machine car il est la plus soutenable pour notre application)

Cite web du fournisseur ([Tamis rotatif traitement de produits en vrac \(hellopro.fr\)](http://hellopro.fr))

3) Choix du type du convoyeur à bande en marchée

On à 4 types du convoyeur à bande qui existe dans le marchée dans cette étape nous allons faire une comparaissant directe entre eux pour déterminer le choix le plus convenable pour notre application.

a. Avantage et inconvénient du chaque type

Tableau 24: avantage et inconvénient du chaque convoyeur à bonde

	Avantage	Inconvénient
Convoyeur à bonde à carcasse textile :	<ul style="list-style-type: none"> Faible coût d'achat et d'entretien Convient pour les charges légères à moyennes Peut être utilisé dans des environnements chauds et froids 	<ul style="list-style-type: none"> Moins résistant aux charges lourdes et aux impacts Moins durable que les convoyeurs à carcasse métallique La carcasse textile peut être endommagée par les produits chimiques ou les huiles
Convoyeur à carcasse métallique	<ul style="list-style-type: none"> Grande résistance aux charges lourdes et aux impacts Convient pour les environnements difficiles Durabilité élevée 	<ul style="list-style-type: none"> Coûteux à l'achat et à l'entretien Nécessite une maintenance régulière Peut nécessiter des lubrifiants ou des graisses spéciales pour les rouleaux
Convoyeur à bande solide	<ul style="list-style-type: none"> Convient pour les charges lourdes et les environnements difficiles Faible risque de défaillance de la bande Durabilité élevée 	<ul style="list-style-type: none"> Coûteux à l'achat et à l'entretien Nécessite une maintenance régulière Peut nécessiter des lubrifiants ou des graisses spéciales pour les rouleaux

Convoyeur en spirale	<ul style="list-style-type: none"> • Peut être utilisé pour les charges légères à moyennes • Compact et peu encombrant • Convient pour les installations en hauteur 	<ul style="list-style-type: none"> • Capacité de transport limitée • Convient principalement aux charges en vrac • Difficile à nettoyer
-----------------------------	--	--

b. Choix des critères

- C1 : Coût.
- C2 : Maintenance facile.
- C3 : Performance.
- C4 : fiabilité.

Tableau 25: Importance par critères

Critères	K
C1	2
C2	3
C3	4
C4	3

c. Analyse des résultats

Les calculs que nous venons d'effectuer permettent de conclure que la solution présentant le total pondéré le plus élevé est globalement la plus intéressante.

Tableau 26: Valorisation global pour les convoyeurs à bonde

		Type du convoyeur à bonde							
		D1		D2		D3		D4	
Critère	K	N	T	N	T	N	T	N	T
C1	2	3	6	1	2	3	6	1	2
C2	3	2	6	2	6	3	9	1	3
C3	4	2	8	3	12	1	4	1	4
C4	3	3	9	1	3	1	3	1	3
Total pondéré		29		23		22		12	

D1 : Convoyeur à bonde à carcasse textile :

D2 : Convoyeur à carcasse métallique

D3 : Convoyeur à bande solide

D4 : Convoyeur en spirale

d. Conclusion :

Les calculs que nous avons effectué permettent de conclure que la solution présentant le total pondéré le plus élevé est la plus convenable se réalise dans la solution :

D2 : Convoyeur à bande à carcasse textile : (on a choisit ce type du bonde car il est la plus soutenable pour notre application)

III. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons mené une analyse fonctionnelle qui nous a permis de définir les différentes facettes liées à notre produit. Au départ nous avons bien défini le besoin qu'il doit reprendre par notre produit (Bête à corne). Ensuite nous avons cherché les différentes fonctions de services à respecter. Puis Nous avons cherché les solutions technologiques qui permettent de satisfaire les différentes fonctions de service par la méthode FAST. A la fin de ce chapitre, nous avons choisi les machines qui satisfassent nos besoins.

Dans le chapitre suivant nous allons approfondir notre étude par un calcul et dimensionnement de différentes solutions retenues afin qu'elles puissent se tenir lors de leurs fonctionnements.

CHAPITRE IV: CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT

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 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.

2. Composants et leur dénomination

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

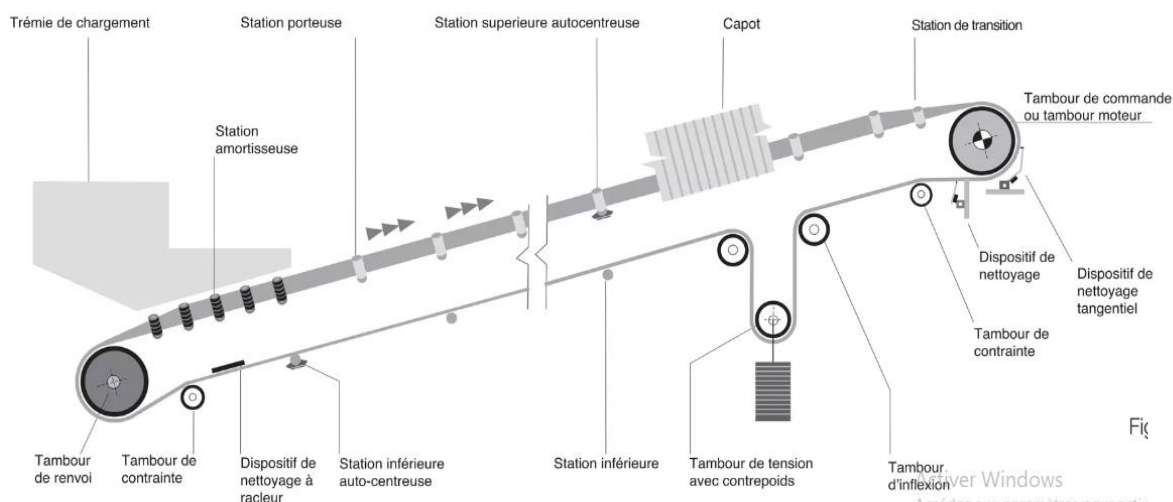




Figure 23: composants d'un convoyeur à bande(1)

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 24: 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 25: 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 26: 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 27: 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.

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 28: 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 29: Station-supports inférieurs

Dispositif 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 30: Dispositif de tension

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 31: capot 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.



Figure 32: Dispositif de nettoyage

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 $Q=350\text{T/h}$
- La vitesse du convoyeur $V=2\text{ m/s}$
- 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 roches du tabya (déché du nettoyage du phosphate)

La masse volumique des roches est 1488kg/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 30° .

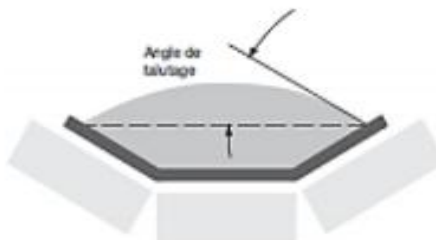


Figure 33: angle de talutage(1)

On a pour une bande de largeur 800 mm et avec des rouleaux inclinés à 20° , l'angle de talutage des roches du phosphate est 25° .

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.

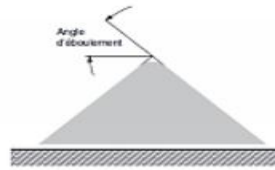


Figure 34: angle d'éboulement(1)

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

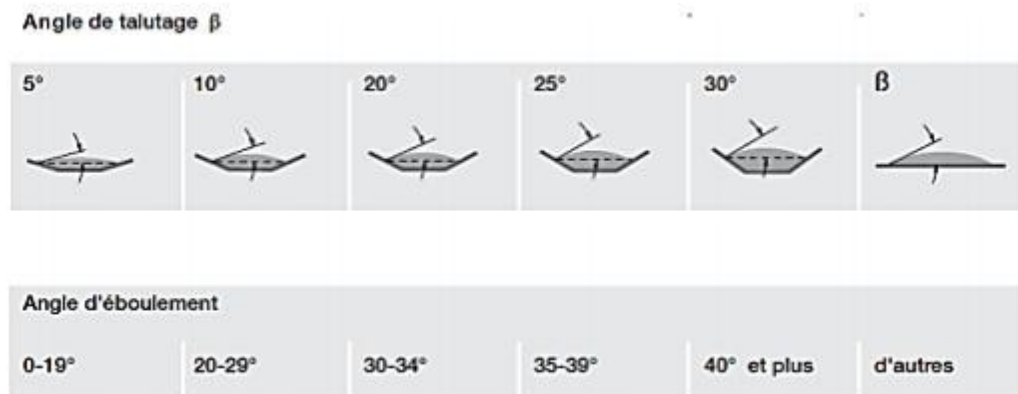


Figure 35: angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement(1)

A l'aide de la Figure 35: on déduit que l'angle d'éboulement est compris entre 35° et 39°.

2) Etude du convoyeur

a) Inclinaison du convoyeur :

Le convoyeur se situe à une distance de 48682mm du concasseur (entre la concasseur et le tamis) et à une hauteur H' égale à 13030 mm par rapport au sol.

On détermine alors l'inclinaison du notre nouveau convoyeur (liant entre concasseur et le tamis) et on vérifie qu'il vaise trouver à une hauteur H permettant le versement du produit dans le convoyeur.

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.

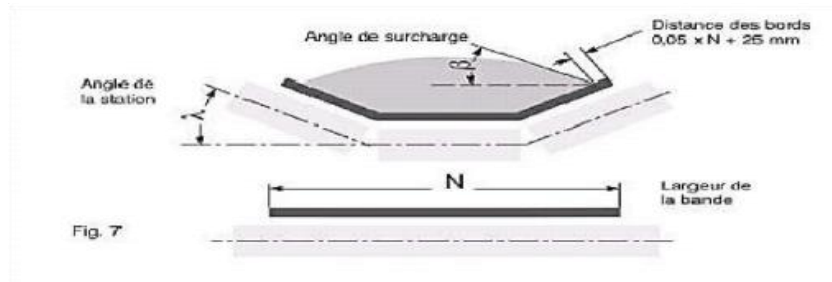


Figure 36: largeur de la bande(2)

Pour une bande de largeur 800mm, des rouleaux inclinés à 20° et un angle de talutage égale à 25°, on obtient d'après le tableau (28) $Q_{vt} = 322.9 \text{ m}^3/\text{h}$. (voire annexe A1)

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

$$\text{Donc } K = \frac{350}{1488 * 322.9 * 0.001 * 2}$$

$$K = 0.73 \quad (3)$$

A partir du l'Annexe A2, l'inclinaison du convoyeur est d'ordre de 23°.

b) 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.

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

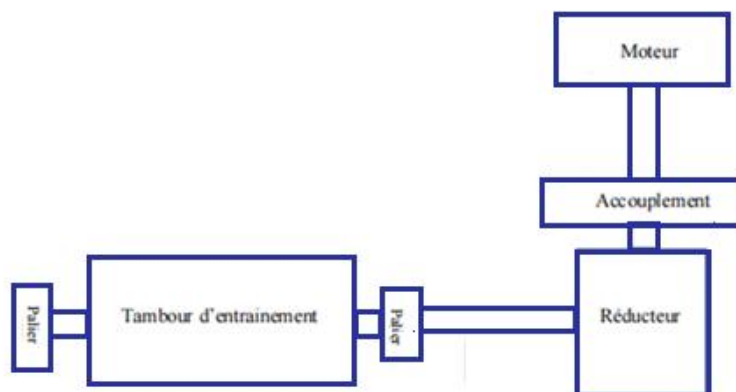


Figure 37: liaison entre les organes de transmission

i. 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 :

- . **P1** : 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.
- . **P2** : la Puissance nécessaire pour vaincre la résistance au déplacement horizontal du produit
- . **P3** : la puissance nécessaire pour élever le produit du point de chargement au point de déchargement ;

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3$$

ii. 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

A partir du **l'Annexe A3** Pour ce cas $q=60\text{kg/m}$

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

A partir du **l'Annexe A4** et avec l'utilisation la méthode d'interpolation, on trouve un coefficient égal à 2.31512 pour un convoyeur de longueur 48.682 m.

Donc $P1 = 60 \times 48,682 \times 0,025 \times 9,81 \times 2 \times 2,31512$

$$P1 = 1658,44\text{W}$$

iii. La puissance nécessaire pour vaincre la résistance au déplacement horizontal de produit

$$P2 = 2,73 \cdot Q_m \cdot L \cdot f \cdot c \quad (5)$$

Avec, Q_m : Débit massique (T/h)

L : la longueur du convoyeur (m)

f : coefficient de frottement rouleau/bande

c: coefficient de majoration

Donc, $P2 = 2,73 \times 350 \times 48,682 \times 0,025 \times 2,31512$

$$P2 = 2692,23\text{W}$$

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

$$P3 = 2,73 \cdot Q_m \cdot H \quad (6)$$

Avec, Q_m : Débit massique T/h

H : Hauteur de dénivellation du convoyeur m

$$P3 = 2,73 \times 350 \times 13,030$$

$$P3 = 12450,165\text{W}$$

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

$$P_t = 16.8 \text{ Kw}$$

3) Choix du réducteur

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 :

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

Où :

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

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

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.

D'après l'**Annexe A5**, 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

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

$$Pr \text{ sortie} = 17,808Kw$$

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 avons recommandé de le prendre égale à 0.90 d'après les catalogues qu'ils possèdent.

$$\text{On a} \quad \eta_r = \frac{p_s}{p_e} \quad (10)$$

$$\text{Ce qui donne} \quad Pr \text{ entrée} = \frac{p_s}{\eta}$$

$$Pr \text{ entrée} = \frac{17,808}{0.9} = 19,78Kw$$

c) 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 $\eta_r=0,9$ respectivement, on peut calculer la puissance du moteur avec la formule suivante :

$$P_m = \frac{p_r}{\mu} = 21,985 \text{ kw} \quad (11)$$

Les puissances du moteur sont normalisées, dans l'Annexe A6 est un tableau de puissance disponible dans l'industrie :

D'après l'Annexe A6 : la valeur approchée de 21,985 Kw est 22 Kw, et le type du moteur est LS200L.

4) 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 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.

a) Caractéristiques et critère de choix

Caractéristiques :

- . Largeur en mm (définie dans la première partie= 800 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 fonctionnement :
 - 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 ;

b) 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 elongations. Ilya 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.

c) 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 roches du phosphate sont des produits abrasifs, et par conséquent, la bande doit être à plus 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).

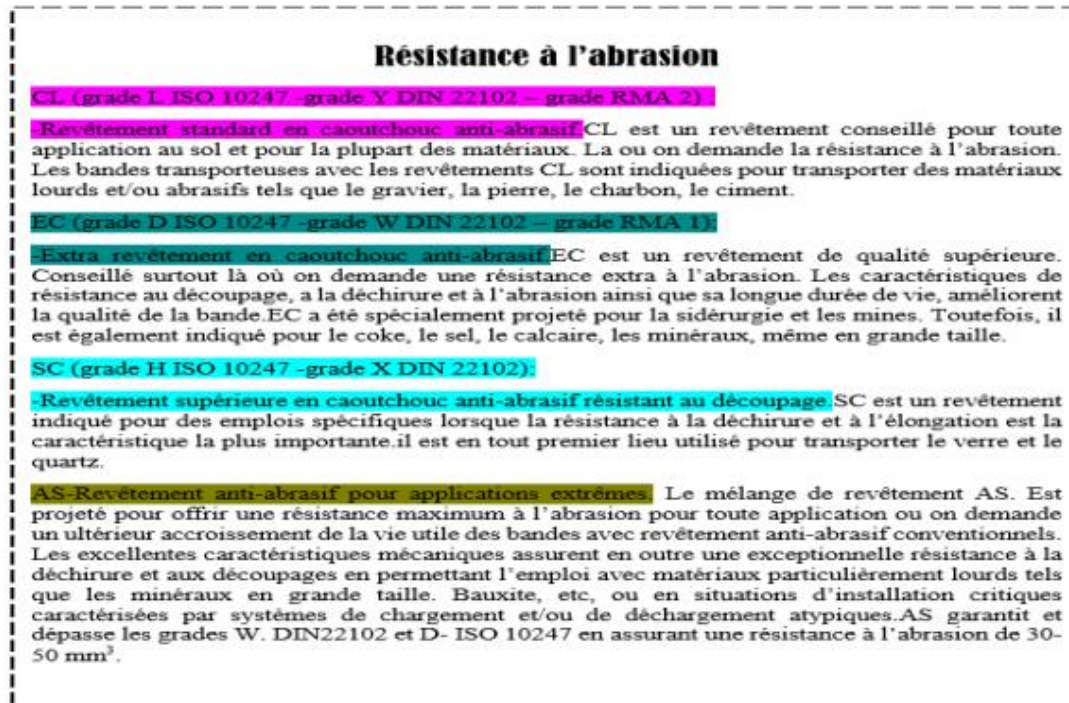


Figure 38: Différentes qualités de revêtement anti-abrasif(3)

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

d) 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 :

$$C = \frac{Rr}{L} \quad (12)$$

Avec Rr : Résistance à la rupture en N ;

L : largeur de la bande en mm.

$$\text{Et} \quad Rr = T.s \quad (13)$$

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.

e) 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 :

$$P = C.w \quad (14)$$

Avec : $w = \frac{v}{R}$ (entraînement sans glissement)

V : vitesse linéaire de la bande

R : rayon du tambour d'entraînement

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

$$\begin{aligned} \text{Donc} \quad P &= F \cdot R \cdot \frac{V}{R} \\ &= F \cdot V \end{aligned}$$

Une application numérique donne :

$$F = \frac{P}{V} = \frac{16.8}{2} = 8400 \text{ N}$$

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

$$F = T - t \quad (15)$$

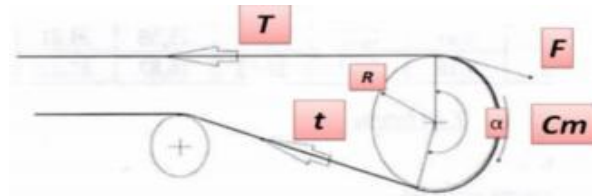


Figure 39: les efforts appliqués sur le tambour d'entraînement(1)

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 donné par :

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

Avec : **f** : coefficient de frottement bande-tambour

α : l'angle d'enroulement en rad.

= 0.25 Pour tambour lisse

= 0.35 pour tambour garni

Tension t :

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

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

$$t = F \cdot C_w$$

L'Annexe A7 nous donne la valeur du coefficient d'enroulement C_w 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.

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 :

$$t = 8400 \cdot 0.42$$

$$= 3528 \text{ N}$$

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 (15) :

$$T = F_t + t$$

Ce qui donne :

$$\begin{aligned} T &= 8400 + 3528 \\ &= 11928 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\text{On a : } \frac{T}{t} < e^{fa}$$

$$\frac{T}{t} = 0,38 \leq e^{fa} = 0,39$$

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 (12) :

$$\begin{aligned} C &= \frac{11928 \times 10}{800} \\ C &= 149,1 \text{ N/m} \end{aligned}$$

La valeur approchée de 149.1 est 200N/mm.

On a donc une bande de classe 150N /mm et de largeur 800mm ce qui signifie que chaque mm de largeur résiste à 250N.

Les classe de la bande sont normalisées : (en N/mm)
200, 250, 315, 400, 500, 750, 800

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 fourni 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.

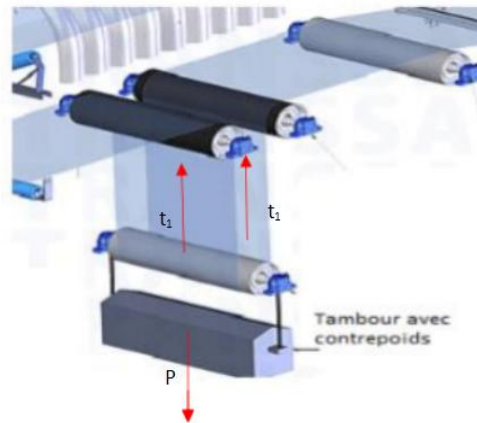


Figure 40: système de tension à contrepoids(3)

On a

$$2T_1 = Mg \quad (16)$$

$$M = \frac{2 \cdot T_1}{g}$$

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 au par avant),

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 contrepoids et pour faciliter sa maintenance, on prend la distance L_1 égale à 10,926m donc une dénivellation h d'ordre de 5.484 m.

La masse linéique est en fonction de la classe de la bande. L'Annexe A8 et A9 donne la masse métrique de la carcasse de la bande, ainsi que l'épaisseur recommandée pour le revêtement :

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

$$b = 2,2 + (2,36 \cdot 2) \cdot 2$$

$$b = 11,64 \text{ kg/m}^2 \quad (17)$$

$$t_1 = 3528 + \frac{0.3 \cdot 1680}{2} \cdot \frac{10,926}{48682} - 11,64 \cdot 9,81 \cdot 5,481$$

$$t_1 = 2902,19 \text{ N}$$

D'où $M = 591,67 \text{ kg}$



Dans cette cas on peut utilisée le tambour du renvoi comme un dispositif de la tension car le charge n'est pas très grande donc pour diminuée les pièces de la convoyeur pour obtiens une machine plus fiable on va l'éliminer.

6) Support de la bande :

a) 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 entôle 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. L'**Annexe A10** indique le diamètre des rouleaux en fonction de la largeur et la vitesse de la bande :

Le diamètre recommandé pour une bande de largeur 800mm, de vitesse 2m/s est 108mm.

b) 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 40 mètres sur le brin supérieur et inférieur.

Ecartement des stations-supports :

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

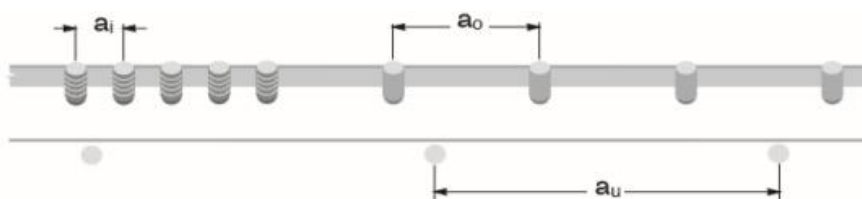


Figure 41: écartement des stations-supports(1)

L'**Annexe A11** nous préconiser l'écartement maximal entre les stations-supports en fonction de la largeur de la bande et de la masse volumique du produit transporté.

En lisant verticalement pour une masse volumique de 1.4t/m³ vers le bas et interpolant pour une bande de largeur 800 mm, on trouve :

➤ $a_0 = 1.35 \text{ m}$

➤ $a_u = 3 \text{ m}$

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.

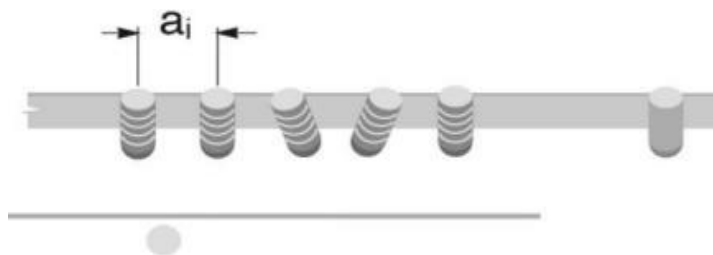


Figure 42: Ecartement des stations porteuses aux points de chargement(1)

Aux points de chargement, l'écartement des stations-soutiens 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.

$$a_i = \frac{a_0}{3} = 0,45\text{m} \quad (18)$$

-Longueur de transition Lt :

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

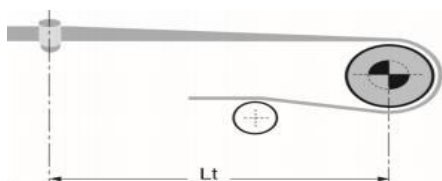


Figure 43: Longueur de transition(1)

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 Lt (en fonction de la largeur de la bande et de l'inclinaison λ des rouleaux latéraux des stations-soutiens), pour des bandes à armature textile EP (polyester) et des bandes à armature métallique (SP).

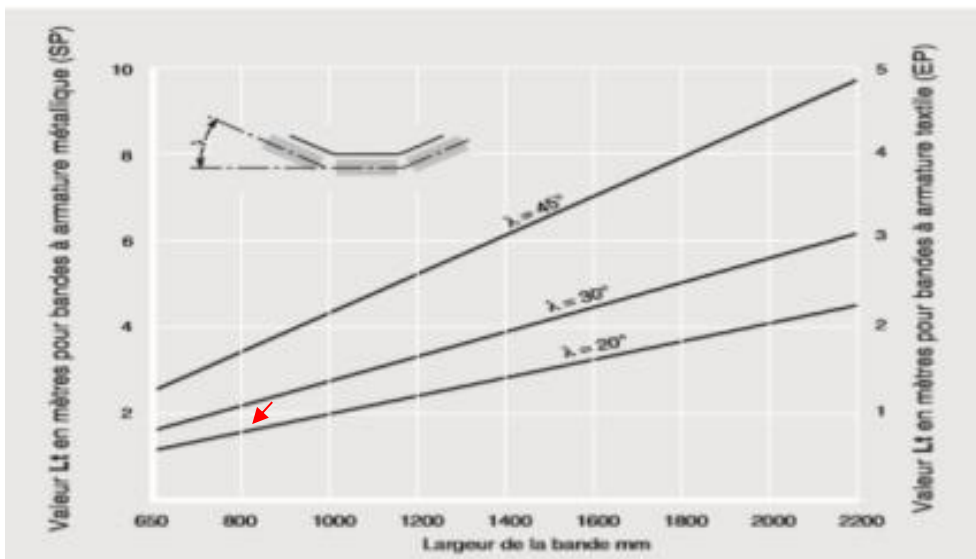


Figure 44: Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande(1)

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-soutiens 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 800 mm de largeur, avec des stations-soutiens inclinées à 20° , on peut déduire du graphique que la longueur de transition est d'environ 0,8 mètres (qui est supérieure à l'écartement de station porteuse)

On installe donc sur ce tronçon L_t , deux stations-soutiens l'une avec $\lambda=20$ et l'autre 10° espacées du 1,35m

IV. Dimensionnement des tambours du convoyeur

1) Diamètres des tambours

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

L'Annexe A12 indique les diamètres minimaux recommandés par rapport au type de bande utilisée, pour éviter son endommagement : séparation des nappes ou déchirure de l'armature.

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 ».

v 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 ;

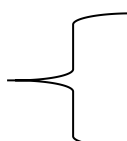
$$M = \sqrt{M_v^2 + M_h^2} \quad (19)$$

- . 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 mécaniques (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 :

$$S_p = \min (b * (0.18 S_{ut} * 0.3 S_y)) \quad (20)$$

 1 sans concentration de contrainte

Où, $b =$

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 :

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} * \sqrt{C_m M^2 + C_T T^2} \quad (21)$$

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 (20) et (21) peuvent être combinées pour donner une équation utilisée en conception

$$d = \frac{5,1}{S_p} ((C_m M)^2 + (C_t T^2))^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

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

Voire annexe A13 :

a) Arbre du tambour d'entraînement : (8)

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 :

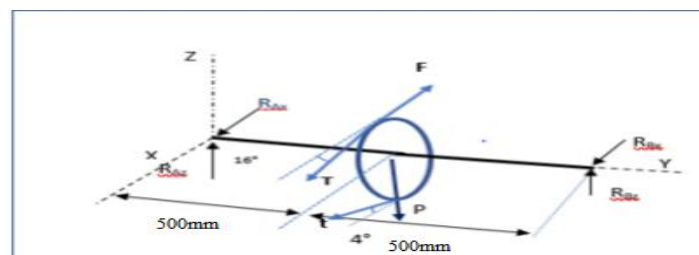


Figure 45: Les forces appliquées sur tambour d'entraînement

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

Tableau 27: Propriétés chimiques de l'acier 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

❖ **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 : $1,1 \cdot 10^{-2}$ kelvin
- Conductivité thermique : 14 W

Le poids du tambour est donné par :

$$P_t = m \cdot g$$

Avec $m = \rho * V$

Les tambours utilisés dans les convoyeurs à bande sont creux et d'épaisseur égale à 12 mm.
Le volume est donc :

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

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

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 $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$, $R = 0.1 \text{ m}$, $e = 0.0012 \text{ m}$ et $L = 1 \text{ m}$

On obtient donc : $P_t = 7700 * \pi * (0.1^2 - (0.1 - 0.0012)^2) * 1 * 9.81$

$$P_t = 566,11 \text{ N}$$

Poids de la bande porteuse :

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

$$P_b = q_G * D * L * g$$

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 : $P_b = 15,192 * 0,2 * 0,8 * 9,81$

$$P_b = 238,84 \text{ N}$$

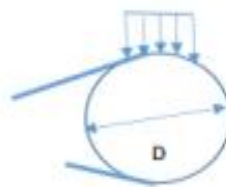


Figure 46: Répartition du produit sur le tambour d'entraînement

Poids du produit transporté (roches du phosphate) :

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 :

$$q_p = \frac{Q_v}{3,6V} \text{ en kg /m.}$$

Avec Q_v : débit volumique du produit en T /h

V : vitesse linéaire de la bande en m /s

On obtient donc $P_p = \frac{Q_v}{3,6V} * D * g$

$$P_p = \frac{350}{3,6 * 2} * 0,2 * 9,81$$

$$P_p = 935,62N$$

$$\text{Donc } P = 566,11 + 238,84 + 935,62 = 1525,57N$$

Calcul des réactions

• Dans le plan (yz)

❖ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces

$$\sum F_z = 0 \quad (23)$$

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

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

$$\text{Donc : } R_{AZ} + R_{BZ} = 1525,57 + 11928 \sin(16) - 3528 \sin(4) - 8400 \sin(16)$$

$$\Rightarrow R_{AZ} + R_{BZ} = 3179,84N \quad (24)$$

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

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

$$\text{D'où : } -0,5R_{AZ} + 0,5R_{BZ} = 0$$

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

Remplace dans (24) on trouve :

$$R_{AZ} = R_{BZ} = 1589,92N$$

• Dans le plan (xy)

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

$$(23)$$

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

$$\text{Donc : } R_{AX} + R_{BX} = -2058 \text{ N} \quad (25)$$

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

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

$$D'où : -0,5R_{AX} + 0,5R_{BX} = 0$$

$$\text{Donc : } R_{AX} = R_{BX}$$

Remplace dans (25) on trouve :

$$R_{AX} = R_{BX} = -1029 \text{ N}$$

- **Couple de torsion sur L'arbre**

$$T = t \cos(4) \times R = -3528 \cos(4) \times 0,1 = -230,60 \text{ N.m} \quad (26)$$

- **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.

$$\text{Avec : } F' = 3528 \cos(16) + 3528 \cos(4) = 5684,46 \text{ N}$$

$$F'' = 1525,57 + 3528 \sin(16) - 3528 \sin(4) = 3179,84 \text{ N}$$

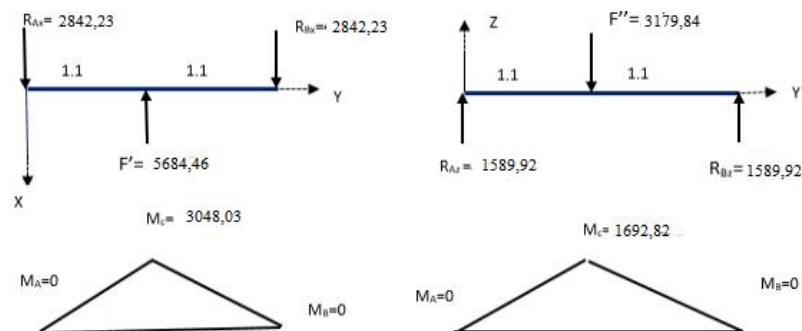


Figure 47: Obtention des moments de flexion dans chaque plan

- **Calcul du moment résultant**

En utilisant l'équation (19) pour calculer le moment résultant au point C.

$$M_C = \sqrt{3048,03^2 + 1692,82^2} = 3486,56 \text{ N.m}$$

- **Section critique**

Par conséquent la section la plus sollicitée est en C.

$$\text{Avec : } M_C = 3486,56 \text{ N.m}$$

$$\text{Et : } T = 230,60 \text{ N.m}$$

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

On utilise l'équation (21) 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 (20) en supposant qu'il n'y a pas concentration de contrainte pour obtenir

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

$$\text{D'après (22) : } d = \left(\frac{5,1}{S_p} \left((1,5 * 3486,86)^2 + (1 * 230,60)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Alors $d=78\text{mm}$

b) Arbre tambour de contrainte

Le diamètre de l'arbre du tambour de contrainte est égale à

$$d=38\text{mm}$$

Pour plus du détaille du calcule voire (Annexe A16).

c) Arbre tambour de renvoi

Le diamètre de l'arbre du tambour de renvoi est égale à

$$d=62\text{mm}$$

Pour plus du détaille du calcule voire (Annexe A17).

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 :

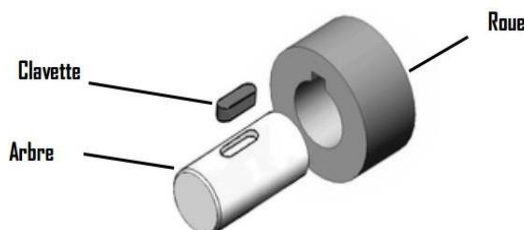


Figure 48: clavette(4)

❖ 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.

a) Dimension de la clavette

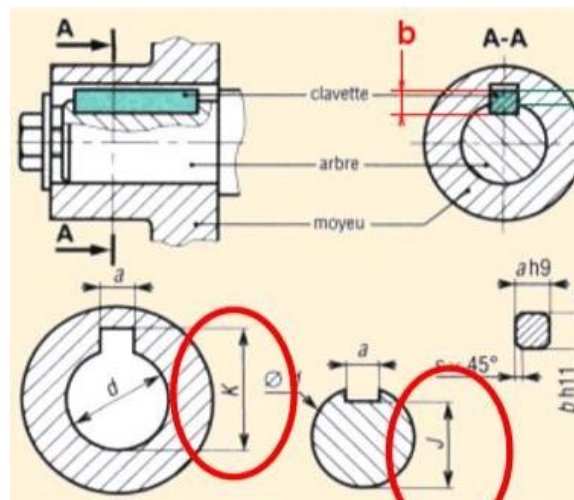


Figure 49: cotation technique d'une clavette(4)

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 :

$$T = \frac{P \cdot 60}{2\pi N} \quad (33)$$

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

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

$$\text{Donc : } N = \frac{60V}{2\pi R} \quad (34)$$

(33) dans (34) donne :

$$T = \frac{PR}{V} \quad (35)$$

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.

$$F = \frac{2T}{d} \quad (36)$$

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**.

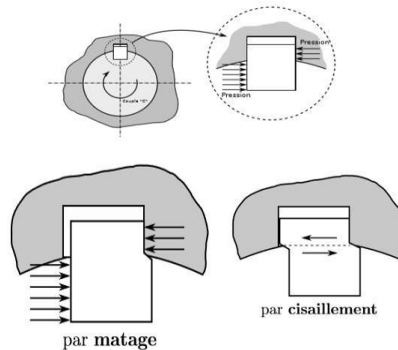


Figure 50: Forces appliquées sur une clavette(4)

Les contraintes de compression sont : (pression de matage)

$$\sigma_c = \frac{2F}{l \cdot b} = \frac{4T}{l \cdot b \cdot d} \quad (37)$$

Où l est la longueur de la b sa hauteur.

Les contraintes de cisaillement sont :

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

Où a est la largeur de la clavette.

b) 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).

L'Annexe A13 donne les dimensions normalisées d'une clavette en fonction du diamètre de l'arbre.

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. $\tau < R_{pg} \quad (38)$

❖ 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. $\sigma_c < P_a \quad (39)$

Valeurs couramment admises pour la pression admissible au matage des clavettes longitudinales ($p_{adm\ mat}$ en N/mm^2)	
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...	
Remarque : au dessus de $250 N/mm^2$ le matage est important.	

Figure 51: Valeurs admises pour la pression admissible au matage des clavettes longitudinales(4)

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

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

$$R_{pg} = 0,7R_e \quad (40)$$

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**

Tableau 28: Dimensions des clavettes

	Arbre-tambour d'entraînement	Arbre-tambour de renvoi	Arbre-tambour de contrainte
Diamètre du tambour (en mm)	200	160	125
Diamètre de l'arbre (en mm)	78	62	40
Largeur et hauteur de la clavette (en mm) Annexe A13	22*14	18*11	12*8
Couple repris par la clavette (en N.m) Equation (35)	428,70	329,76	219,85
Force exercée sur la clavette (en N) Equation (36)	10992,3	10992,2	10992,5
Condition de résistance à la compression Equation (40)	$l > 196,26$	$l > 150,18$	$l > 114,5$
Condition de résistance au cisaillement Equation (29)	$l > 34,55$	$l > 34,01$	$l > 33,29$
Dimension de la clavette	22*44*200	18*11*115	12*8*115

4) Calcule 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 52: Paliers à roulement

Pour les paliers on utilise un Paliers à semelle SNH500 pour roulements avec manchon de serrage(5)

V. Calcule des roulements

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.

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.

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).

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Où P : Charge équivalente.

F_r : Charge radiale.

F_a : Charge axiale.

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

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

a) 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 53: Roulement à rouleaux cylindriques

b) Sélection des Roulements pour les 4 arbres R1 R2 R3

Avec :

- **R1** : roulement pour l'arbre du tambour d'entraînement
- **R2** : roulement pour l'arbre du tambour de renvoi
- **R3** : roulement pour l'arbre du tambour de contrainte

On a le même calcul pour tout les roulements

c) Roulement R1

Cahier de charge

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

$$N = \frac{60V}{2\pi r} = \frac{60 \times 2}{2 \times \pi \times 100} = 190,98 \text{ tr/min}$$

- Les charges appliquées sur l'arbre

$$Fr \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AZ}^2} = 1893,85 \text{ N}$$

- La durée de vie minimale L :

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 : $\frac{C}{P} = \left(\left(\frac{28800}{10^6} \right) \times 60 \times 190,89 \right)^{\frac{3}{10}}$

Donc, $\frac{C}{P} = 5,69$

On n'a pas des efforts axiaux donc $P = Fr = 1893,85N$

D'où $C = 10776,006N$

➤ Sélection du roulement 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 de l'Annexe A15:

D'où le roulement R1 est de référence **RNU214**

d) Roulement R2

$N = 238,73 \text{tr/min}$

$\frac{C}{P} = 6,09$

$Fr = 222,77N$

$P = Fr = 222,77N$

Donc le roulement R2 est de référence **SZ-204**

$C = 1356,75N$

e) Roulement R3

$N = 278,81 \text{tr/min}$

$\frac{C}{P} = 6,38$

$Fr = 1728,42N$

$P = Fr = 1728,42N$

$L = 28800 \text{ heures}$

$C = 11028,2N$

Donc le roulement R3 est de référence **RNU206**

VI. Conception

1) Généralités :

Le dessin industriel, manuel ou assisté par ordinateur (DAO, CAO), est l'outil graphique le plus utilisé par les techniciens et les ingénieurs pour passer de l'idée (l'étude) à la réalisation (fabrication) d'un objet ou produit. C'est un langage universel, rigoureux, dont les règles précises sont normalisées internationalement (ISO : International Standard Organisation).

a) La DAO, Dessin Assisté par Ordinateur :

Equivalent informatisé de la planche à dessin et des principaux outils du dessinateur (règles, compas, gomme, équerre). L'opérateur a en plus, à sa disposition un ensemble d'outils

permettant à tout moment de venir modifier un dessin, analyser les caractéristiques d'un élément géographique (mesure de coordonnées, de centre de gravité, de distance).

b) la CAO, Conception Assistée par Ordinateur :

Outils d'aide à la conception permettant à l'opérateur de faire des simulations cinématiques, d'archiver le savoir-faire de l'entreprise dans des bibliothèques CAO (regroupant l'ensemble des pièces types de l'entreprise par exemple), de réaliser des calculs de résistances des matériaux.

Dans ce chapitre, nous allons faire une étude à l'aide du logiciel de conception «**SOLIDWORKS** ».

c) Présentation du logiciel utilisé SolidWorks :

SolidWorks est un logiciel de conception mécanique automatisée. Dans SolidWorks, il est possible d'esquisser des idées et d'essayer différentes conceptions pour créer des modèles 3D.

SOLIDWORKS Simulation est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à la méthode d'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire.


2) Simulation d'Arbre du tambour moteur

a) Propriétés de l'étude :

Nom d'étude	Étude axe tambour
Type d'analyse	Statique
Type de maillage	Maillage volumique
Effets thermiques:	Activé(e)
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin

Propriétés du matériau :

Référence du modèle	Propriétés	Composants
---------------------	------------	------------

	<p>Nom: 1.2343 (X38CrMoV5-1) Type de modèle: Linéaire élastique isotropique Critère de ruine par : Contrainte de Von défaut: Mises max. Limite d'élasticité: 1.91e+009 N/m² Limite de traction: 1.91e+009 N/m² Module d'élasticité: 2.15e+011 N/m² Coefficient de Poisson: 0.28 Masse volumique: 7700 kg/m³ Module de cisaillement: 7.9e+010 N/m² Coefficient de dilatation thermique: 1.1e-005 /Kelvin</p>	<p>Corps volumique 1 (arbre tambour)</p>
--	---	---

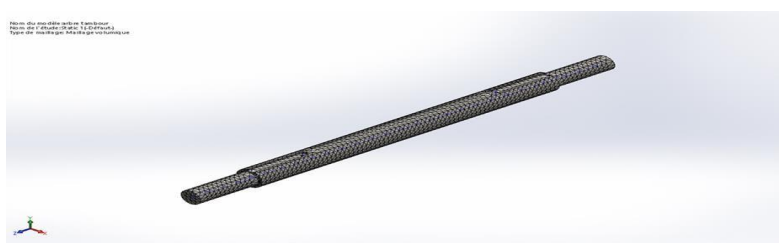


Figure 54: Arbre du tambour d'entrainement

b) Résultats de l'étude :

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON : contrainte de Von Mises	5.342e-011 N/m ² Nœud: 4140	4.791e+007 N/m ² Nœud: 22983

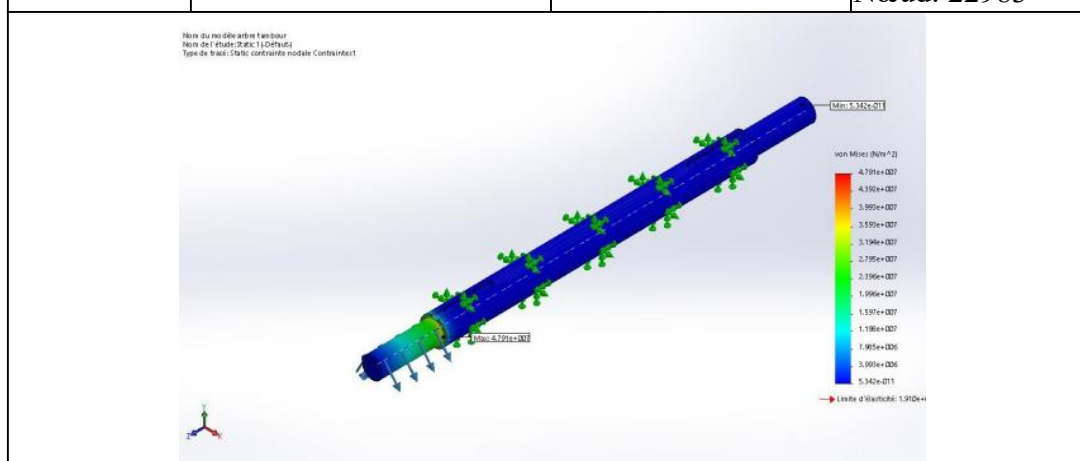


Figure 55: contraintes 1 sur l'arbre d'entrainement

c) Interprétation :

La figure ci-dessus montre le résultat de contrainte de Von Mises sur l'axe du tambour de commande, nous avons remarqué que la contrainte maximum de Von Mises est :

47.91×10^6 N/m, et la limite d'élasticité du matériau XC38 est : **580×10^6 N/m²** Pour vérifier que l'axe dans le domaine élastique, nous appliquons la formule suivante :

$$\sigma_{adm} \leq R_e / S$$

Avec un coefficient de sécurité $s = 4$ on aura **$\sigma_{adm} \leq \frac{580 \times 10^6}{4} = 145 \times 10^6$ N/m²**

$$47.91 \times 10^6 \leq 145 \times 10^6$$

De là, nous concluons que l'axe supportera la force appliquée, et nous sommes toujours dans le domaine élastique.

VII. Conclusion

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

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

DOSSIER TECHNIQUE

CONCLUSION GENERAL

Mon projet de fin d'études au groupe chimique de M'dhillal, a été une fructueuse opportunité et une vraie bonne expérience professionnelle. En effet, il m'a permis de mettre en œuvre un certain nombre d'outils théoriques et techniques que j'avais acquis durant mon cursus de formation au sein de l'Institut Supérieur des Science Appliquée et de Technologie de Gafsa, 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 l'industrie de phosphate dans le GCT. Dans ce projet, j'ai pu atteindre mon objectif fixé au départ, qui est la conception de la partie convoyeur à bande qui permettant le transport des roches du phosphate de la station du concassage vers le tamis. En effet, à partir d'une analyse précise du cahier des charges, j'ai bâti mon raisonnement sur une méthodologie logique et bien structurée en suivant les étapes suivantes :

- ✓ Présentation de la problématique et l'intérêt du projet, ainsi que la solution proposée ;
- ✓ Une recherche bibliographique sur les types et les caractéristiques du concasseur, du tamiseur et du convoyeur à bande ;
- ✓ 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 .et faire le choix des machines de la station (concasseur et tamiseur) dans le marché ;
- ✓ Etude des différents composants du convoyeur .puis j'ai fait un calcul pour choisir le type de chaque élément de notre convoyeur à bande.

Enfin j'ai Terminé avec un exemple de simulation en utilisant le logiciel SOLIDWORKS qui nous a permis de confirmer la résistance et des dossier technique des différente partie du système existe sur le papier du type A3(aux page précédent) .

Références bibliographiques

1. RULMECA : Constructeur de convoyeurs : (Paramètres à prendre en compte pour L'étude et la conception des convoyeurs à bande)
RULLI RULMECA S.P.A Via A. Toscanini, 1 24011 ALME' (BG) Italie.
2. Max E, Max H. DESIGN ACCORDING TO CEMA F.
3. Giraud L. Sécurité des convoyeurs à courroie: généralités, protection contre les phénomènes dangereux : guide de l'utilisateur.
2e éd. rev. et corr. Montréal: IRSST : CSST; 2003.
4. Chevalier Guide du dessinateur industriel.
5. de Wavre C. Tambours pour transporteurs à courroie.
6. Catalogue générale : tambours pour transporteurs à courroie,
Chaussée de Wavre 362 B- 1390 Grez-Doiceau, Belgique.
7. Catalogue des roulements à rouleaux cylindriques Type CBK.
8. Documentation OCP « Méthode de calcul des convoyeurs à bande ».
 - [Concasseur giratoire hydraulique modèle hpc-315 \(hellopro.fr\)](http://hellopro.fr)
 - [Tamis rotatif traitement de produits en vrac \(hellopro.fr\)](http://hellopro.fr)
 - [Groupe Chimique Tunisien : Accueil \(gct.com.tn\)](http://gct.com.tn)

ANNEXE

Annexe A 1: Détermination de débit volumique en fonction de la largeur de la bonde et l'angle de talutage (1)

mm	β	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 35^\circ$	$\alpha = 40^\circ$
300	5°	13.3	15.1	17.2	18.7	21.0
	10°	16.9	18.7	20.5	21.6	24.4
	20°	24.4	26.2	27.7	28.8	30.6
	25°	27.7	30.2	31.6	32.4	33.8
	30°	33.4	34.9	36.0	36.3	37.8
400	5°	28.0	32.4	36.6	39.6	45.7
	10°	35.2	39.2	43.2	45.3	51.4
	20°	50.4	54.3	57.2	59.4	66.3
	25°	56.8	62.2	65.1	66.6	69.8
	30°	67.7	70.9	73.4	74.5	77.0
500	5°	47.8	55.8	62.6	68.0	78.4
	10°	60.1	67.3	73.4	78.4	87.4
	20°	85.3	91.8	97.2	101.1	106.9
	25°	96.1	104.7	109.8	112.6	117.7
	30°	114.1	119.1	123.8	126.0	129.6
650	5°	87.0	101.8	114.4	124.9	143.2
	10°	109.4	122.4	134.2	142.9	159.1
	20°	154.4	166.3	178.4	183.6	193.6
	25°	174.2	189.7	198.7	204.1	212.4
	30°	206.5	215.2	223.5	227.8	233.6
800	5°	139.6	162.0	182.1	198.3	227.1
	10°	173.6	194.4	212.7	226.8	252.0
	20°	244.0	262.8	278.2	290.1	306.0
	25°	275.0	299.1	313.2	322.9	334.8
	30°	324.0	339.4	352.4	359.2	367.9

Annexe A 2: Détermination de l'inclinaison du convoyeur(1)

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

Annexe A 3: La masse métrique des parties tournantes d'un convoyeur(6)

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

Annexe A 4: coefficients de majoration en fonction de la longueur du convoyeur(6)

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




Annexe A 5: détermination approchée du facteur de service Ks(6)

Catégorie	Machine	électrique	Moteur	
			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-laminoin-pulpeur-trancheuse.	1,7	2,5	3

Annexe A 6: Tableau de normalisation de la puissance du moteur

Réseau Δ 230 / Y 400 V ou Δ 400 V 50 Hz														
Type	P _n kW	N _n min ⁻¹	C _n N.m	I _n A	50%	Cos ϕ 75%	100%	50%	η 75%	100%	I _d /I _n	C _d /C _n	C _m /C _n	P _a kW
LS 63 M	0,09	860	0,9	0,46	0,63	0,70	0,80	26	32	35	2,1	1,8	1,8	0,32
LS 71 L	0,12	920	1,3	0,64	0,40	0,48	0,55	36	45	49	2,9	2,5	2,6	0,45
LS 71 L	0,18	895	1,8	0,81	0,43	0,53	0,62	43	50	52	2,7	1,9	2	0,56
LS 71 L	0,25	840	2,6	1	0,48	0,59	0,70	47	52	50	2,5	1,7	1,7	0,71
LS 80 L	0,25	955	2,5	0,85	0,48	0,64	0,67	56	63	63,1	3,9	1,6	1,8	0,59
LS 80 L	0,37	950	3,7	1,1	0,57	0,67	0,72	59	61	66	4,3	1,7	2,2	0,76
LS 80 L	0,55	950	5,5	1,8	0,47	0,60	0,64	55	63	68	4,9	2,1	2,6	1,2
LS 90 S	0,75	930	7,7	2,1	0,54	0,66	0,77	60	65	68,5	4,2	2,4	2,6	1,4
LS 90 L	1,1	915	11,5	3	0,55	0,67	0,76	66	70	70	4,7	2,4	2,5	2,1
LS 100 L	1,5	905	15,8	4,2	0,52	0,62	0,74	65	69	69	4,5	2,5	2,7	2,9
LS 112 M	2,2	905	23,2	5,8	0,53	0,66	0,76	68	72	72	5,6	2,8	2,7	4
LS 132 S	3	957	30,3	6,8	0,59	0,71	0,78	75	78	81,1	6	2	2,6	4,7
LS 132 M	4	961	39,6	9,3	0,56	0,66	0,75	78	83	83,6	5,9	2,5	2,9	6,4
LS 132 M	5,5	960	54,2	13,3	0,52	0,65	0,71	80	83,5	84,1	5,5	2,5	2,8	9,2
LS 160 M	7,5	967	74,1	16,1	0,63	0,74	0,79	82,6	84,8	85,2	4,7	1,5	2,1	11,1
LS 160 L	11	967	109	23,3	0,64	0,75	0,79	85	86,5	86,3	4,6	1,6	2,1	16,1
LS 180 LR	15	968	148	31,9	0,61	0,71	0,78	86,1	87,3	87,1	5,4	1,8	2,6	22,1
LS 200 LT	18,5	970	182	37	0,65	0,76	0,81	88,1	89,3	89	6,4	2,4	2,8	25,7
LS 200 L	22	972	216	43,6	0,65	0,76	0,81	89	90,1	89,9	6	2	2,7	30,2
LS 225 MR	30	968	296	59,5	0,72	0,79	0,81	89,2	90,3	89,9	6	2,2	2,5	41,2
LS 250 ME	37	978	361	71,1	0,69	0,79	0,81	92,9	93,2	92,7	6,2	2,3	2,5	49,3
LS 280 SC	45	978	439	86,5	0,69	0,79	0,81	92,9	93,2	92,7	6,2	2,3	2,5	59,9

Annexe A 7: coefficients d'enroulement(1)

Configuration de l'entraînement	Arc d'enroulement α	Dispositif de reprise de tension à contrepoids		Dispositif de reprise de tension à vis	
		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	-	-

Annexe A 8: poids de la carcasse de la bonde en caoutchouc EP(6)

Style de la bande N/mm	Nombre de plis	Poids total de la carcasse Kg/m ³	Epaisseur de revêtement ($\pm 5\%$) 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	4,0

Annexe A 9: Poids du revêtement en kg/m²(6)

Qualité	Épaisseurs des revêtements							
	1 mm	2 mm	3 mm	4 mm	5 mm	6 mm	7 mm	8 mm
EP	1,18	2,36	3,54	4,72	5,90	7,08	8,26	9,44
EC	1,18	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

Annexe A 10: diamètre recommandé pour les rouleaux(1)

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	

Annexe A 11: Ecartement des stations-soutiens supérieurs et inférieurs(1)

Largeur de la bande m	Ecartement des stations supérieures masse volumique du produit transporté t/m³			inférieures m
	< 1.2 m	$1.2 \div 2.0$ m	> 2.0 m	
300	1.65	1.50	1.40	3.0
400				
500				
650				
800	1.50	1.35	1.25	3.0
1000	1.35	1.20	1.10	3.0
1200	1.20	1.00	0.80	3.0
1400				
1600				
1800				

Annexe A 12 : Diamètres minimaux recommandés pour les tambours(1)

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	-	-	-

Annexe A 13: Facteur de charge du code ASME

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

Annexe A 14: Dimensions normalisées d'une clavette

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.

Annexe A 15: Catalogue des roulements à rouleaux cylindriques Type CBK(7)

Shaft Diameter (mm)	Bearing Designation		Boundary Dimensions (mm)				Basic Load Rating (N)		Limiting Speed (rpm)		Weight (kg)
	Current Designation	Original Designation	Fw / d	D/Ew	C	F _{min}	Cr Dynamic	Cor Static	Grease	Oil	
20	RN204	502204	20	40	14	1	15800	13100	13800	16400	0.055
	RN304	502304	20	44	15	1.1	21800	17700	11400	13800	0.079
22	SZ-204		22	32	9	0.3	7800	8100	16000	19000	0.024
22.1	RNU203ETN1		22.1	40	12	0.6	16900	13800	16000	19000	0.052
22.9	RNU203	292203	22.9	40	12	0.6	11400	9100	16000	19000	0.065
	LRN205/YA	922205	25	52	15	0.6	38400	34700	11400	13800	0.151
25	RN205	502205	25	45	15	1	17000	14900	11400	13800	0.071
27	RNU204		27	47	14	1.0	14400	13100	13800	16400	0.080
27.5	RNU6/27.5	292604E	27.5	52	21	1.1	42000	38700	9200	11400	0.168
28	RNU304	292304	28	52	15	1.1	21800	17700	11400	13800	0.119
	RN206	502206	30	53.5	16	1	23900	22200	9400	11300	0.112
30	RN306	502306	30	62	19	1.1	35900	31900	7800	9200	0.197
	SZ-201		30	62	27	1.1	74500	77400	7000	8500	0.316
32	RNU205	292205	32	52	15	1	17000	14900	11400	13800	0.096
	RN207	502207	35	61.8	17	1.1	31400	28900	8300	9900	0.156
35	RN307	502307	35	68.2	21	1.5	46400	43000	7800	9200	0.245
	RNU305	292305	35	62	17	1.1	29100	25200	9200	11400	0.179
38.5	RNU206	292206	38.5	62	16	1	23900	22200	8900	10500	0.154
40	RN308	502308	40	77.5	23	1.5	58600	56900	6600	7900	0.360
42	RNU306	292306	42	72	19	1.1	35900	31900	7800	9200	0.250
43.8	RNU207	292207	43.8	72	17	1.1	31400	28900	8300	9900	0.222
45	RN309	502309	45	88.5	25	1.5	72900	69900	5900	7000	0.458
46.2	RNU307		46.2	80	21	1.5	46400	43000	7700	9200	0.357
	RN210		50	80.4	20	1.1	48100	50900	5900	7000	0.287
50	RN310	502310	50	95	27	2	88900	88800	5400	6500	0.622
	RNU208	292208	50	80	18	1.1	43700	42900	7300	8700	0.278
	RNU208/P6		50	80	18	1.1	43700	42900	7300	8700	0.278
53.5	RNU308		53.5	90	23	1.5	58600	56900	6600	7900	0.497
55	RN211		55	88.5	21	1.5	57900	62200	6000	7100	0.356
60	RN212	502212	60	97.5	22	1.5	71800	79800	5400	6500	0.490
60.4	RNU210	292210	60.4	90	20	1.1	48100	50900	6600	7900	0.339
65	RNU310	292310	65	110	27	2	88900	88800	5400	6300	0.853
66.5	RNU211		66.5	100	21	1.5	57900	62200	6000	7100	0.458
70	RN214		70	110.5	24	1.5	82100	93500	4800	5700	0.645
73.5	RNU212	292212	73.5	110	22	1.5	71800	79800	5400	6500	0.588
84.5	RNU214		84.5	125	24	1.5	82100	93500	4800	5700	0.845
90	RN90X115X23		90	115	23	1	64100	111200	-----	-----	0.880
96.5	RNU1017	292117	96.5	130	22	1.1	68900	86800	4500	5400	0.718

Annexe A 16: calcul de l'arbre du tambour de contrainte(8)

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.

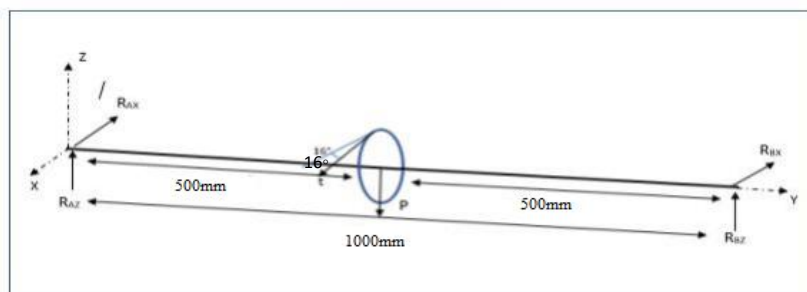


Figure 56: Les forces appliquées sur tambour de contrainte

Avec

✓ $P = P_t + P_b$

- . Pt : le poids du tambour de contrainte
- . Pb : 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 ce lui du tambour de contrainte qui est égale à 0.06875m.

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

Avec les données numériques, on trouve

$$P_t = 7700 \cdot \pi \cdot (0,06875^2 - (0,06875 - 0,0012)^2) \cdot 1 \cdot 9,81$$

$$P_t = 123,54 \text{ N}$$

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/m²

D : diamètre du tambour

l : la largeur de la bande

g : l'intensité de la pesanteur

Ce qui donne $P_b = 15,19 \cdot 0,1375 \cdot 0,8 \cdot 9,81$

$$P_b = 163,91 \text{ N}$$

Le poids total est alors :

$$P = 163,91 + 123,54 = 287,45 \text{ N}$$

Calcul des réactions

• Dans le plan (yz)

❖ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces

$$\sum F_z = 0$$

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

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

Donc : $R_{AZ} + R_{BZ} = 287,45 + 3528 \sin(16)$

➤ $R_{AZ} + R_{BZ} = 731,27 \text{ N} \quad (27)$

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

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

D'où : $-0,5R_{AZ} + 0,5R_{BZ}=0$

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

Remplace dans (27) on trouve :

➤ $R_{AZ}=R_{BZ}=365,63\text{N}$

• **Dans le plan (xy)**

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

D'où : $R_{AX} + R_{BX} = -t \cos (16) \quad (23)$

Donc : $R_{AX} + R_{BX} = 3378,62\text{N} \quad (28)$

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

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

D'où : $-0,5R_{AX} + 0,5R_{BX}=0$

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

Remplace dans (28) on trouve :

$R_{AX}=R_{BX}=1689,31\text{N}$

• **Couple de torsion sur L'arbre**

$T = t \cos (16) \times R = 3528 \cos (16) \times 0,06875 = 232,28\text{N.m} \quad (29)$

• **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 : $F' = 3528 \cos (16) = 3378,62\text{ N}$

$F'' = 1480,14 + 3528 \sin (16) = 2495,72\text{ N}$

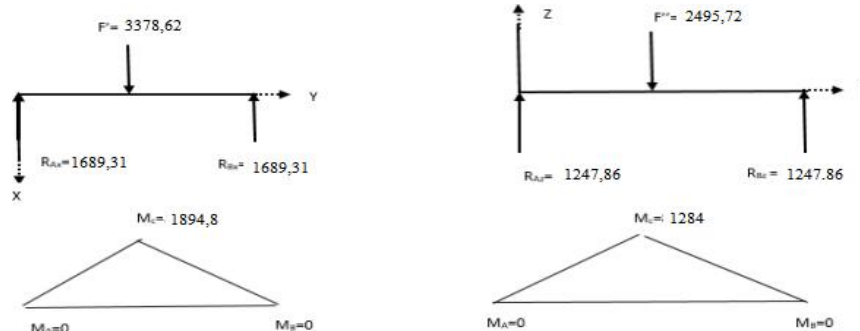


Figure 57: Obtention des moments de flexion dans chaque plan

- **Calcul du moment résultant**

En utilisant l'équation (19) pour calculer le moment résultant au point C.

$$M_C = \sqrt{1894,8^2 + 1284^2} = N.m$$

- **Section critique**

Par conséquent la section la plus sollicitée est en C.

Avec : $M_C = 2288,86 \text{ N.m}$

Et : $T = 232,28 \text{ N.m}$

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

On utilise l'équation (21) 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 (20) en supposant qu'il n'y a pas concentration de contrainte pour obtenir

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

$$\text{D'après : (22) : } d = \left(\frac{5,1}{S_p} \left((1,5 \cdot 2288,86)^2 + (232,28)^2 \right) \right)^{\frac{1}{3}}$$

Alors $d = 38 \text{ mm}$

Annexe A 17: calcul de l'arbre du tambour de renvoi(8)

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
- Poids du dispositif de tension

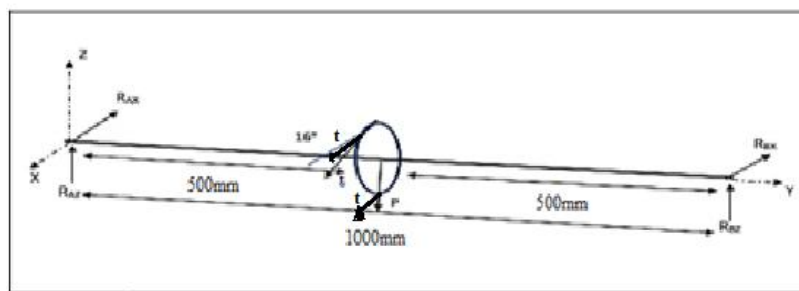


Figure 58: Efforts appliqués sur tambour d'inflexion

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 de renvoi

On procède de la même façon qu'auparavant en changeant que la valeur du rayon par celui du tambour de renvoi qui est égale à 0.08m.

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

Avec les données numériques, on trouve

$$P_t = 7700 \cdot \pi \cdot (0,08^2 - (0,08 - 0,0012)^2) \cdot 1 \cdot 9,81$$

$$P_t = 452,21 \text{ N}$$

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

$$\text{Donc } P_b = 15,19 \cdot 0,160 \cdot 0,8 \cdot 9,81$$

$$P_b = 190,73 \text{ N}$$

$$\text{Donc : } P = 452,21 + 190,73 + 5916,71 = 6559,65 \text{ N}$$

Calcul des réactions

• Dans le plan (xy)

❖ Appliquons le principe fondamental de la statique pour les forces

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} - P - 2t - t_1 \sin(16) = 0$$

$$\text{On obtient : } R_{AZ} + R_{BZ} = 6559,65 + 5804,38 + 3528 \sin(16)$$

$$\Rightarrow R_{AZ} + R_{BZ} = 113848,75 \text{ N} \quad (30)$$

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

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

D'où : $-0,5R_{AZ} + 0,5R_{BZ}=0$

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

Remplace dans (30) on trouve :

$R_{AZ}=R_{BZ}=5674,37$

- **Dans le plan (yz)**

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

(23)

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

Donc : $R_{AX} + R_{BX} = 3378,62\text{N}$ (31)

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

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

D'où : $-0,5R_{AX} + 0,5R_{BX}=0$

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

Remplace dans (31) on trouve :

$R_{AX}=R_{BX}=1689,31\text{N}$

- **Couple de torsion sur L'arbre**

$T = -t \cos (16) \times R = -3528 \cos (16) \times 0,0625 = 2111,63\text{N.m}$ (32)

- **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 : $F' = 3528 \cos (16) = 3378,62\text{ N}$

$F'' = 501,55 - 2902,19 + 3528 \sin (16) = 3416,36\text{N}$

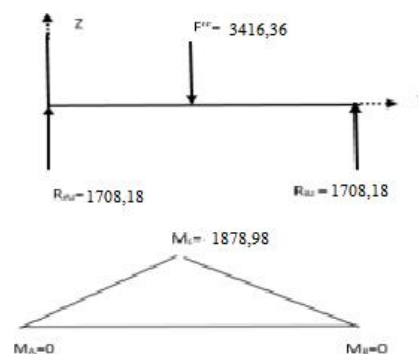
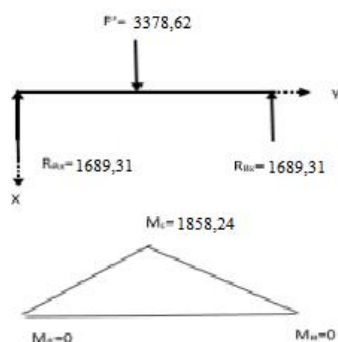


Figure 59: Obtention des moments de flexion dans chaque plan

- **Calcul du moment résultant**

En utilisant l'équation (19) pour calculer le moment résultant au point C.

$$M_C = \sqrt{1858,24^2 + 1878,98^2} = 2642 \text{ N.m}$$

- **Section critique**

Par conséquent la section la plus sollicitée est en C.

Avec : $M_C = 2642 \text{ N.m}$

Et : $T = 2111,63 \text{ N.m}$

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

On utilise l'équation (21) 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 (20) en supposant qu'il n'y a pas concentration de contrainte pour obtenir

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

$$D'après : (22) d = \left(\frac{5,1}{S_p} ((1,5 * 2642)^2 + (1 * 2111,63)^2) \right)^{\frac{1}{3}}$$

Alors $d = 62 \text{ mm}$

Annexe 18: 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