

People's Democratic Republic of Algeria
Ministry of Higher Education and Scientific Research
Mohamed Boudiaf University of M'sila
Faculty of Technology



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة المسيلة
كلية التكنولوجيا

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : **Construction mécanique**

Présenté par :

BOUTALEB ABDELKADIR IHAB

Thème

**ETUDE DES CARACTERISTIQUES DE LA BANDE
DE TRANSPORTEUR HAMMAM DALAA M'SILA**

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
FARCI Chaouki	MCA	Président
ROUABHI Youcef	MCB	Encadreur
BENKHERBACHE Houria	MCA	Examineur

Année Universitaire : 2021 / 2022

N° d'ordre : GM/...../2022

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

D'abord je remercie Allah de m'avoir donné le courage et la détermination nécessaire pour finaliser ce travail.

Et n'oublions pas mes parents qui apportent tout le soutien nécessaire dans notre parcours scolaire.

Je tiens aussi à remercier Mon encadreur enseignant :

Mr. Rouabhi Youcef

Pour son entière disponibilité, ses conseils et ses éclaircissements qui m'ont tant servi à réaliser ce travail.

A tous ceux qui, de près ou de loin, ont œuvré pour l'aboutissement de ce travail et de ma formation, et dont les noms n'ont pas été mentionnés ici, qu'ils veuillent bien accepter l'expression de ma profonde reconnaissance.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A Ma très chère Mère qui a toujours été à mes côtés

A Mon Père qui m'a toujours guidé et soutenu

A mes frères « Hamza & wassim » et sœurs « Sara & Lamis & Chahinaz » pour leur soutien moral

A ma tante « Mokhtaría » et toutes leurs familles.

Je dédie à M. Gharbí Noureddine et M. Faied Hamlaoui, qui étaient enseignants et m'ont soutenu pendant mon stage dans une usine LAFARGE de Hammam Dalaa M'sila & mon amis Aymen Herizi.

A tous ceux qui m'ont d'idé de près ou de loin

*Aux étudiants de génie mécanique et toute la promotion
2021/2022*

A mes amis qui ont fait de mon passage à l'université des souvenirs inoubliables.

A tous mes frères et sœurs en islam.

« Boutaleb Andelkadir Ihab »

*They say a person needs just three things to be truly happy in this world:
someone to love, something to do, and something to hope for.*

Résumé

Notre travail porte sur l'étude et l'analyse transporteuse à bande se trouvant à la cimenterie LAFARGE de Hammam Dalaa M'sila. Cette transporteuse est considérée comme la pièce maitresse de la chaîne de production du ciment. La cimenterie est composée de plusieurs équipements importants, dont la transporteuse (BC-020) qui est étudié dans notre projet de fin d'études.

Le but de ce projet est axé sur l'étude mécanique et l'analyse structurelle, constrictive et de la dynamique de transporteuse (BC-020). Pour réduire les temps d'arrêt de production dû aux pannes de ces équipements.

Afin de sortir un ensemble des actions correctives, et élaboration des plans de maintenances et de suivi. Enfin, ce projet nous permet une meilleure compréhension de fonctionnement de ce type d'équipement.

Mots clés : transporteuse à bandes, cimenterie, analyse structurelle, dynamique, maintenance.

ملخص:

يرتكز عملنا هذا على دراسة وتحليل الحزام الناقل الموجود على مستوى مؤسسة صناعة الإسمنت الفارج بحمام الضلعة بالمسيلة، يعتبر هذا الحزام كقطعة اساسية في انتاج الإسمنت، يحتوي مصنع الإسمنت على العديد من المعدات الهامة من بينها الناقل (BC-020) المراد دراسته في مشروع نهاية دراستنا.

الهدف من هذا المشروع يتمحور حول الدراسة الميكانيكية وتحليل البنية الإنشائية والدراسة الديناميكية للناقل- (BC-020) للتقليل من وقت توقف النتاج بسبب الاعطاب التي تصيب العتاد، من اجل الخروج بالعديد من الإجراءات التصحيحية وتطوير برامج الصيانة والمراقبة، وفي نهاية يتيح لنا هذا المشروع فهم أفضل لطريقة عمل هذه المعدات.

كلمات مفتاحية: الحزام الناقل، مصنع الإسمنت التحليل الهيكلي، ديناميكية، صيانة.

Abstract:

Our work focuses on the study and analysis of the belt conveyor at the LAFARGE cement factory in Hammam Dalaa M'sila. This transporter is considered the centerpiece of the cement production line.

The cement factory is composed of several important equipment's, including the conveyor (BC-020) which is studied in our project of end of studies.

The purpose of this project is focused on mechanical study, structural, constrictive, and dynamics analysis of transporter (BC-020).

To reduce production downtime due to equipment failures, to pull out a set of corrective actions, and development of maintenance and follow-up plans, finally, this project allows us a better understanding of the operation of this type of equipment.

Key words: Belt transporter, cement plant, structural analysis, dynamics, maintenance.

Table des matières

<i>DEDICACES</i>	
<i>Résumé</i>	
<i>Liste des figures</i>	
<i>Liste des tableaux</i>	
<i>LISTE DES ABRÉVIATIONS</i>	
<i>Introduction généra</i>	
<i>Introduction générale</i>	<i>1</i>

Chapitre I

Généralité sur la bande tranporteuse

<i>I. Introduction</i>	<i>4</i>
<i>I.1 Historique</i>	<i>4</i>
<i>I.2 Définition de la bande transporteur</i>	<i>7</i>
<i>I.3 Types de bande transporteuses</i>	<i>7</i>
<i>I.3.1 Bande textiles</i>	<i>7</i>
<i>I.3.2 Bande métalliques</i>	<i>8</i>
<i>I.4 Domaine utilisé de la bande transporteuse</i>	<i>9</i>
<i>I.5 Analyse structurale et constructive des transporteurs à bande</i>	<i>9</i>
<i>I.6 Causes de la rupture de la bande transporteuse</i>	<i>11</i>
<i>I.7 Résistances aux mouvements d'un transporteur à bande</i>	<i>15</i>
<i>I.7.1 Introduction</i>	<i>15</i>

<i>I.7.2 Résistances principales FH</i>	16
<i>I.7.3 Résistances secondaires FN</i>	16
<i>I.7.4 Les résistances principales spéciales FS1 :</i>	17
<i>I.7.5 Résistances secondaires spéciales FS2</i>	17
<i>I.7.6 Résistance due à l'inclinaison FSt</i>	17

Chapitre II

Caractéristiques techniques des transporteurs à bande

<i>II.1 La Bande</i>	19
<i>II.2 Les rouleaux</i>	20
<i>II.2.1 Stations porteuses en auges</i>	21
<i>II.2.2 Stations supports inférieures</i>	21
<i>II.2.3 Châssis</i>	22
<i>II.3 Tambours</i>	23
<i>II.3.1 Tambour de commande</i>	23
<i>II.3.2 Tambours de renvoi</i>	23
<i>II.3.3 Tambours d'inflexion</i>	24
<i>II.3.4 Dispositifs de tension</i>	24
<i>II.4.1 Système auto-réglant</i>	24
<i>II.4.2 Système de tension fixe</i>	25
<i>II.5 Éléments mobiles de transmission d'énergie</i>	25
<i>II.6 Système de chargement</i>	26

<i>II.6.1 Trémie.....</i>	<i>27</i>
<i>II.7 Système de déchargement</i>	<i>28</i>
<i>II.8 Dispositifs de nettoyage de la bande (décharge).....</i>	<i>28</i>
<i>II.9 Capots pour transporteuse à bande.....</i>	<i>31</i>

Chapitre III

Etude de la dynamique des transporteuses à bande

<i>III.1. Introduction</i>	<i>34</i>
<i>III.2 Correction de l'élasticité de la bande.....</i>	<i>35</i>
<i>III.2.1 Types de bande</i>	<i>35</i>
<i>III.2.2 Influence du type de tendeur sur le démarrage</i>	<i>36</i>
<i>III.3 Calcul des tensions sur les bandes pendant les processus transitoires ...</i>	<i>41</i>
<i>III.3.1 Régime de démarrage.....</i>	<i>41</i>
<i>III.3.2 Régime de freinage.....</i>	<i>48</i>
<i>III.3.3 Transmission de la charge par deux tambours moteurs.....</i>	<i>51</i>
<i>III.4 Modélisation et simulation du processus de démarrage.....</i>	<i>58</i>
<i>III.4.1 Introduction</i>	<i>58</i>
<i>III.4.2 Description du banc d'essai.....</i>	<i>61</i>
<i>III.5 Conclusion</i>	<i>67</i>

Chapitre IV

Approche de la maintenance de la transporteuse à bande

<i>IV.1 Introduction.....</i>	<i>70</i>
<i>IV.2 Notion de fiabilité.....</i>	<i>72</i>
<i>IV.3 La maintenabilité et la maintenance.....</i>	<i>79</i>
<i>IV.3.1 Les critères de maintenabilité.....</i>	<i>79</i>
<i>IV.3.2 Définition de la maintenance</i>	<i>80</i>
<i>IV.3.3 Relation entre la maintenance et la fiabilité.....</i>	<i>83</i>
<i>IV.3.4 Les taches associées à la maintenance.....</i>	<i>83</i>
<i>IV.4 Les conditions de réussite d'un programme de gestion de la maintenance</i>	<i>85</i>
<i>IV.4.1 Les niveaux de maintenance</i>	<i>86</i>
<i>IV.4.2 Le système de gestion de la maintenance.....</i>	<i>87</i>
<i>IV.4.3 Organisation de la maintenance de la transporteuse à bande... </i>	<i>90</i>
<i>a) Loi ABC :</i>	<i>90</i>
<i>b) L'analyse ABC.....</i>	<i>93</i>
<i>c) Méthodologie de travail</i>	<i>93</i>
<i>d) Application de la loi ABC pour la transporteuse à bande..</i>	<i>95</i>
<i>e) Interprétation des courbes.....</i>	<i>97</i>
<i>IV.5 Calcul de la fiabilité de la transporteuse à bande.....</i>	<i>99</i>
<i>a) Les moyens des temps de bon fonctionnement MTBF.....</i>	<i>99</i>
<i>b) La durée moyenne d'attente de la réparation du système (MTTR)</i>	<i>99</i>
<i>c) Fonction du taux de défaillance.....</i>	<i>100</i>
<i>d) Fonction du taux de réparation</i>	<i>100</i>

<i>e) Fiabilité.....</i>	<i>100</i>
<i>f) Application sur la transporteuse à bande.....</i>	<i>101</i>
<i>IV.6 Conclusion :.....</i>	<i>107</i>
<i>Conclusion général.....</i>	<i>110</i>
<i>References bibliographies.....</i>	<i>113</i>

Liste des figures

FIG. I. 1 BANDE TRANSPORTEUSE	7
FIG. I. 2 TRANSPORTEUSE A BANDE TEXTILE	8
FIG. I. 3 TRANSPORTEUSE A BANDE METALLIQUES.	8
FIG. I. 4 BANDE A PLIS TEXTILES	10
FIG. I. 5 COUPE DE LA BANDE TRANSPORTEUSE	11
FIG. I. 6 DESCRIPTION DES SOLLICITATIONS DE LA BANDE TRANSPORTEUSE.	14
FIG. 7 PROFIL A HAUTEUR VARIABLE	15
FIG. II. 1 TRANSPORTEUSE A BANDE PLATES ET EN AUGES	19
FIG. II. 2 COUPE TRANSVERSALE DE LA BANDE	20
FIG. II. 3 FIXATION DES ROULEAUX SUR LA STATION-SUPPORT.	21
FIG. II. 4 ROULEAUX PORTEURS INFERIEURS.	22
FIG. II. 5 CHASSIS UTILISE DANS LE TRANSPORT DES PRODUITS	22
FIG. II. 6 TAMBOURS	23
FIG. II. 7 SYSTEME AUTO-REGLANT	24
FIG. II. 8 SYSTEME DE TENSION FIXE.	25
FIG. II. 9 SYSTEME DE TRANSMISSION D'ENERGIE.	25
FIG. II. 10 SYSTEME DE TRANSMISSION D'ENERGIE.	26
FIG. II. 11 SYSTEME DE CHARGEMENT	27
FIG. II. 12 SYSTEME DE DECHARGEMENT	28
FIG. II. 13 LAME RACLEUSE DROITE	29
FIG. II. 14 DISPOSITION DE LAME RACLEUSE	29
FIG. II. 15 NETTOYEUR PRIMAIRE	30
FIG. II. 16 NETTOYEUR SECONDAIRE	30
FIG. II. 17 DESSIN DESCRIPTIF DU CAPOT POUR TRANSPORTEUSE A BANDE (BC-020)	31
FIG. II. 18 CAPOTS POUR TRANSPORTEUSE A BANDE	32
FIG. III. 1 DESCRIPTION DU PROCESSUS TRANSITOIRE AVEC TENDEUR A CONTRE POIDS	37
FIG. III. 2 DIFFERENTES CONSTRUCTIONS DES TRANSPORTEUSES A BANDE .	38
FIG. III. 3 REPARTITION DE LA CHARGE AU DEMARRAGE	39
FIG. III. 4 DIFFERENTES CONSTRUCTIONS DES TRANSPORTEUSES A BANDE	40
FIG. III. 5 DESCRIPTION DU PROCESSUS TRANSITOIRE	41
FIG. III. 6 PROPAGATION DE L'ONDE	42

FIG. III. 7 PROPAGATION DE L'ONDE.....	43
FIG. III. 8 INTERACTION DE LA BANDE SUR LE TAMBOUR MOTEUR.....	51
FIG. III. 9 REPARTITION DE LA CHARGE ENTRE DEUX TAMBOUR.....	54
FIG. III. 10 (A) CARACTERISTIQUE ELECTROMECHANIQUE DU MOTEUR.....	56
FIG. III. 11 SCHEMA DE FABRICATION DU CIMENT.....	60
FIG. III. 12 SCHEMA SIMPLIFIE DE L'ENSEMBLE TRANSPORTEUSE A BANDE	61
FIG. III. 13 ENREGISTREMENT EXPERIMENTAL DES PARAMETRES DE DEMARRAGE.....	62
FIG. III. 14 SIMULATION DE LA FORCE DE FROTTEMENT.....	66
FIG. IV. 1 LA FONCTION DENSITE DE DUREE DE VIE.....	73
FIG. IV. 2 COURBE EN BAIGNOIRES.....	75
FIG. IV. 3 CYCLES DE FONCTIONNEMENT.....	76
FIG. IV. 4 SCHEMA GLOBAL DE LA DETERMINATION EXPERIMENTALE DE LA FIABILITE.....	77
FIG. IV. 5 LE CONTENU DE LA FONCTION MAINTENANCE.....	80
FIG. IV. 6 LES DIFFERENTS TYPES DE MAINTENANCE.....	81
FIG. IV. 7 IMPACT DE LA MAINTENANCE SUR LA FIABILITE DES EQUIPEMENTS.	83
FIG. IV. 8 LES FONCTIONS ET LES TACHES ASSOCIEES A LA MAINTENANCE.	84
FIG. IV. 9 ANALYSE DES DEFAILLANCES D'UNE TRANSPORTEUSE A BANDE DANS UNE MINE.....	103
FIG. IV. 10 ANALYSE DES DEFAILLANCES D'UNE TRANSPORTEUSE A BANDE DANS UNE ENTREPRISE.....	103
FIG. IV. 11 COURBE FIABILITE R(T).....	104
FIG. IV. 12 COURBES F(T) F(T), $\Lambda(T)$.....	105
FIG. IV. 13 MODELE DE WEIBULL.....	106

Liste des tableaux

TABLEAU I. 1 TRANSPORTEURS DE GRAND FRANCHISSEMENT [11].	6
TABLEAU III. 1 CARACTERISTIQUES DU MODEL DE SIMULATION.	65
TABLEAU IV. 1 RESSOURCES NECESSAIRES POUR CHAQUE NIVEAU DE MAINTENANCE	86
TABLEAU IV. 2 LE NOMBRE D'HEURES D'ARRETS ENREGISTREES L'ANNEE 2018 ET 2019	94
TABLEAU IV. 3 LE NOMBRE D'HEURES D'ARRETS DE L'ELEMENT ET SON TAUX D'ARRET.	94

LISTE DES ABRÉVIATIONS

(BC-020) Convoyeur à bande dans la cimenterie LAFARGE qui référencé (BC-020)

AMDEC Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité

(CR) contrôleur de rotation

(BCI) Blue Cercle Industries

MTBF moyenne des temps de bon fonctionnement

MDT Temps Moyen de Disponibilité

MUT Mean Up Time

MTTR La durée moyenne d'attente de la réparation

Introduction générale

Introduction générale

Le développement prodigieux de l'exploitation à découvert, notamment les produits miniers, nécessite la recherche de nouvelle solution au transport des matières premières. Par le passé, l'exploitation à découverte a été étroitement liée au transport par rails et par camions qui à l'époque donnait des résultats techniques et économiques suffisants grâce au perfectionnement continu du parc des voitures et de l'organisation du travail.

Depuis le début de ce siècle et à l'âge de la rationalisation industrielle, les transporteurs à manutention continue occupent une place importante dans toutes les industries grâce à leurs services économiques (le prix de transport (tonne/heure) est très réduit comparativement aux autres types de transporteurs) [1].

Le mode d'acheminement intermittent par rails ou camions n'a pu résister longtemps à la forte pression tendant à l'augmentation considérable du volume des exploitations, notamment lorsque la mise en œuvre d'un puissant matériel impose obligatoirement la modification du mode d'évacuation du produit.

Comme moyen complémentaire de mécanisation idéale s'est révélée la bande transporteuse en caoutchouc qui est à même de devenir partenaire économique très puissant par son mode de travail (évacuation continue de produit) que par la possibilité d'atteindre la plus haute capacité désirée. Ceci prouve également le fait qu'au transport par brouettage (rails –camions) le matériel produit fonctionnant sans relâche n'était exploité qu'à 50% au maximum [2].

L'introduction des bandes transporteuses a permis de relever l'exploitation du matériel d'environ 80 à 85%. Le côté économique du transport par bande pour lequel on doit préférer ce dernier au transport par rails et par camions est influencé principalement nt par les facteurs suivants [3] :

- A** - Quantité de matières transportées du chantier.
- B** - Profondeur du chantier (cas des mines souterraines).
- C** - Distance de déplacement.
- D** - Mode d'extraction.

D'après POTAPOV. M. G et A. S. SKOTCHINSKI de l'institut des mines de MOSCOU pour les mêmes conditions d'exploitation et tenant compte de l'influence des deux premiers facteurs il ressort que la transporteuse à bande est le mieux adapté du point de vue économique.

Introduction générale

D'après l'étude comparative, le transport par camions et par bande transporteuse faite par REI (PRESA entreprise italienne) [4] il ressort que pour le même tonnage annuel, on économise jusqu'à 60% par rapport aux camions.

Durant notre stage au niveau de la cimenterie LAFARGE Hammam Dalaa, nous avons assisté à l'extraction du ciment brut des gisements miniers ou il sera transporté par des transporteuses à bande à bandes vers le broyeur, par la suite stocké dans des silos.

Notre travail s'articulera autour de plusieurs volets principaux : après une recherche bibliographique sur les types de la transporteuse à bande et leurs caractéristiques. La détermination des principaux paramètres des transporteuses à bande, l'analyse et le calcul cinématique de l'ensemble élément de la transporteuse à bande, la sélection du type de bande en fonction de l'effort de traction et l'élaboration d'un plan de la maintenance et de la sécurité de tout le système, afin de rationaliser le fonctionnement de la transporteuse à bande.

Chapitre I

Généralité sur la bande transporteuse

I. Introduction

Les bandes transporteuses sont le plus souvent utilisées dans les domaines industriels, les mines et carrières et l'agriculture pour le déplacement, mais également pour le transport de matériaux plus ou moins lourds tels que le charbon, le minerai, le sable, les céréales, etc., généralement sur de courtes distances. Cette technique a un large éventail d'utilisations.

On la retrouve, par exemple, sous la forme de tapis roulants pour le déplacement des personnes dans les gares et les aéroports, de fonds mobiles pour certains véhicules auto-déchargeurs, de bandes transporteuses aux caisses des hypermarchés ou pour la livraison des bagages dans les aéroports, etc.

À l'origine, les bandes transporteuses avaient une conception très simple et étaient souvent utilisées pour transporter des sacs de céréales sur de courtes distances. Ils étaient constitués d'une simple planche de bois sur laquelle courait une bande en cuir, en tissu ou en caoutchouc.

Ce système était idéal pour ou de manutention permettant le déplacement continu de marchandises en vrac (terre, poudre, aliments...), ou de charges isolées (cartons, bacs, sacs d'un point à un autre.

I.1 Historique

Avec l'essor de l'industrialisation, à partir de la seconde moitié du XVIII^e siècle en Angleterre, l'utilisation des bandes transporteuses s'est banalisée dans le monde industriel. Inspirées en grande partie par l'armée, de nombreuses industries, dont les abattoirs et les boulangeries ont été équipés de ces systèmes de transport permettant de gagner du temps et de réduire les coûts.

Le premier tapis roulant à vapeur a probablement été lancé en 1804 par la Royal Navy. Il était utilisé pour produire des biscuits de mer à longue durée de vie.

Dans l'industrie automobile, contrairement aux idées reçues, ce n'est pas Henry Ford qui a introduit les chaînes de montage, mais Ransom Eli Olds, fondateur de la marque Oldsmobile. Son concept de chaîne de montage continue a été breveté en 1901 et son entreprise a été la première à produire des voitures en grande série. Toutefois, le transport des châssis d'une station à l'autre ne se faisait pas à l'aide de tapis roulants, mais de palettes en bois. Cette technique est encore utilisée aujourd'hui.

La modernisation des processus de fabrication nécessite la conception de nouveaux tapis transporteurs qui, en raison de leur constante évolution, ne peuvent être définis de manière statique. Cependant, ils jouent un rôle actif dans le développement de toutes sortes d'industries à la recherche d'innovations toujours plus efficaces

après la découverte par Michelin de procédés de fabrication permettant l'adhérence totale d'un mélange caoutchouc sur l'acier, la bande transporteuse s'est révélée comme moyen de mécanisation idéale qui est à même de devenir partenaire équivalent à de très puissants engins d'abattage par son mode d'évacuation continu du produit et sa possibilité d'assurer des débits importants.

La première apparition des transporteurs à bande date de 1795 avec une bande en cuir et de là on peut citer le transporteur de sable de l'ingénieur Russe Lapotine (en 1860) mis en service dans l'exploitation des gisements alluviaux d'or en Sibérie.

À partir de cette époque, leur champ d'application n'avait pas cessé de s'étendre jusqu'à ce que Goodyear leur donne un nouvel élan avec la production de la première courroie à cordes métalliques et dès 1950 l'équipement des mines de lignite de l'Allemagne leur offrit un domaine d'application plus large [5].

L'année 1970 marque le début d'une nouvelle étape avec la réalisation du plus grand transporteur en un seul tronçon de 13,172 km installés en Nouvelle-Calédonie avec une capacité de transport de 1000 t/h suivi un peu plus tard d'un ensemble de 96 km en onze tronçons (Sahara occidental) dont le plus long est de 11,6 km.

En 1980 un nouveau pas a été franchi tant sur le plan de la puissance, de la longueur, qu'à celui de la flexibilité avec le lancement du projet d'équipement de la descenderie de la mine de charbon de Selby (Angleterre) d'un tronçon de 14,930 km [6].

Actuellement, les transporteurs à bande à bande sont considérés comme un moyen essentiel du transport continu dans les entreprises minières et industrielles, le taux de convoyeur isatis [9] ne cesse d'augmenter actuellement, en 1960 celui-ci était inférieur à 5% pour les transports à ciel ouvert, comme c'était le cas de l'Allemagne qui réalisait 1 % du transport de terre de découverte, alors qu'en 1990 il passe directement à 30%.

L'Allemagne, la Tchéquie, la Slovaquie et la Pologne réalisent le déplacement de 50% de tout le volume de roche par la transporteuse à bande et la situation est analogue aux USA, l'ex-URSS, et la France [10].

Pour l'année 1980, à lui seul l'ex-URSS a évacué 200 millions de roches tendres par l'intermédiaire d'une chaîne de transporteuse à bande de 10 kilomètres répartie sur vingt et une carrières et une chaîne de 3000 kilomètres dans des mines souterraines [18].

Pour illustrer d'une façon générale l'utilisation des transporteuses à bande à bandes dans le monde et les performances réalisées, nous avons dressé le **tableau I.1**, publié par Michel LEQUIME et Edmond BARIQUAND dans lequel les auteurs considèrent seulement les transporteurs de grand franchissement rectilignes ou curvilignes

Tableau I. 1 Transporteurs de grand franchissement [11].

Pays	Longueur (m)	Dénivelée (m)	Puissance (ch)	produite	Débit (t/h)	Largeur (m)	Vitesse (m/s)
Grande Bretagne	15000	+1000	14000	charbon	3200	1.300	8.4
France	13172	-27	2250	Mi-Nickel	800	0.800	4.0
Sahara Occidental	11600	-10	2000	phosphate	2000	1.200	2.5
Nouvelle Calédonie	11120	-557	1100	Mi-Nickel	600	0.800	3.6
USA	8590	-	4000	charbon	2500	1.220	4.8
Japon	7732	-	1300	calcaire	2200	-	-
Grèce	7500	-360	1400	Mi-Nickel	1500	1.000	4.0
Indonésie	6850	+12	1100	concassé	1100	0.800	4.0
Italie	5785	-72	400	calcaire	1000	0.800	3.0
Australie	5860	+10	1600	Bauxite	1220	-	4.6
	1905	+521	1900	charbon	600	0.940	3.2
Chili	5600	-	700	Mi-cuivre	900	-	2.4
Maroc	5355	-	650	phosphate	600	0.800	3.0
Pérou	5015	-73	1200	Mi-fer	2000	-	-
RFA	5000	-	8000	Découverte	15000	3000	7.2
URSS	2200	-	680	charbon	1500	1.200	3.15

I.2 Définition de la bande transporteur

La bande de transport la matière première de la queue jusqu'à tête de la transporteuse à bande. Elle se présente sous deux formes principales, plates et en auges, toute bande comporte deux faces comme représentées sur la **figure I.1**.

- Face externe, qui en contact avec les matériaux transportés.
- La face interne, qui en contact avec les rouleaux ou les tambours [12].

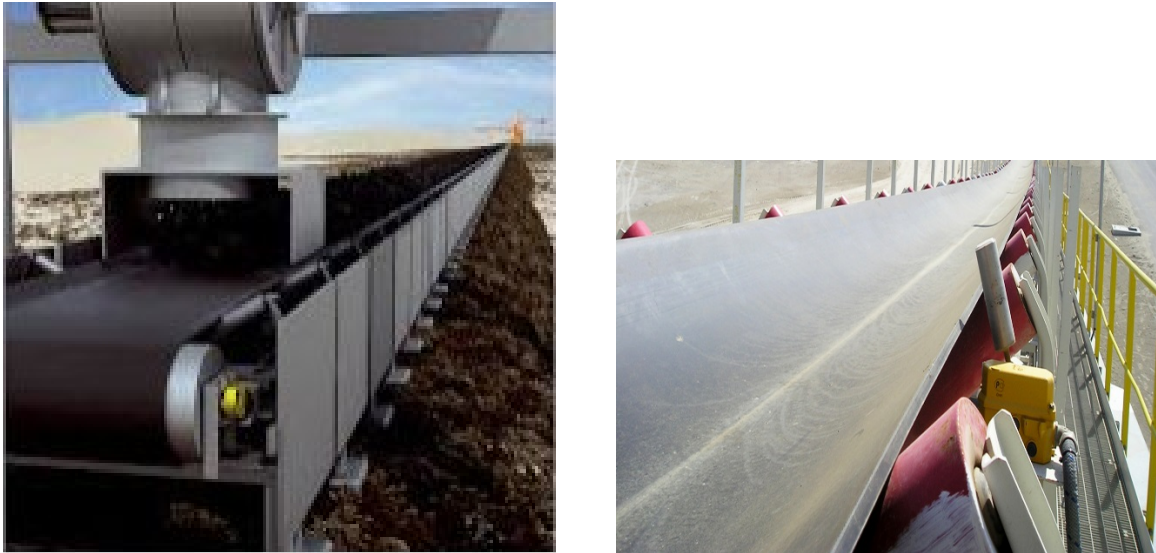


Fig. I. 1 Bande transporteuse

I.3 Types de bande transporteuses

I.3.1 Bande textiles

Les bandes transporteuse à carcasse textile ont, suivant leur domaine d'utilisation, des revêtements avec différentes propriétés ainsi que des carcasses textiles à un ou plusieurs plis comme représentés sur la **figure I.2**.

Ce sont des produits durables pour une multitude d'opérations de transport dans la construction mécanique en général, ainsi, que dans de nombreux secteurs industriels [13].

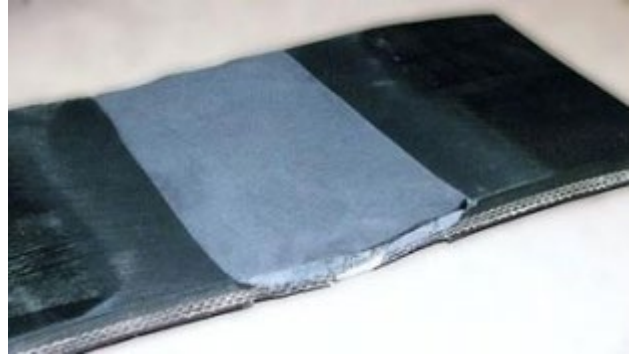


Fig. I. 2 transporteuse à bande textile [13]

I.3.2 Bande métalliques

Ces bandes transporteuses sont principalement utilisées dans le domaine de la métallurgie, il permet de transporter des pièces coupantes, abrasives, lourdes et à des températures élevées [13].

Ces bandes transporteuse sont particulièrement adapté à l'évacuation des chutes de découpe et de copeaux métallique et non ferreux les rendements incompatibles avec une bande magnétique comme représentée sur **la figure I.3.**

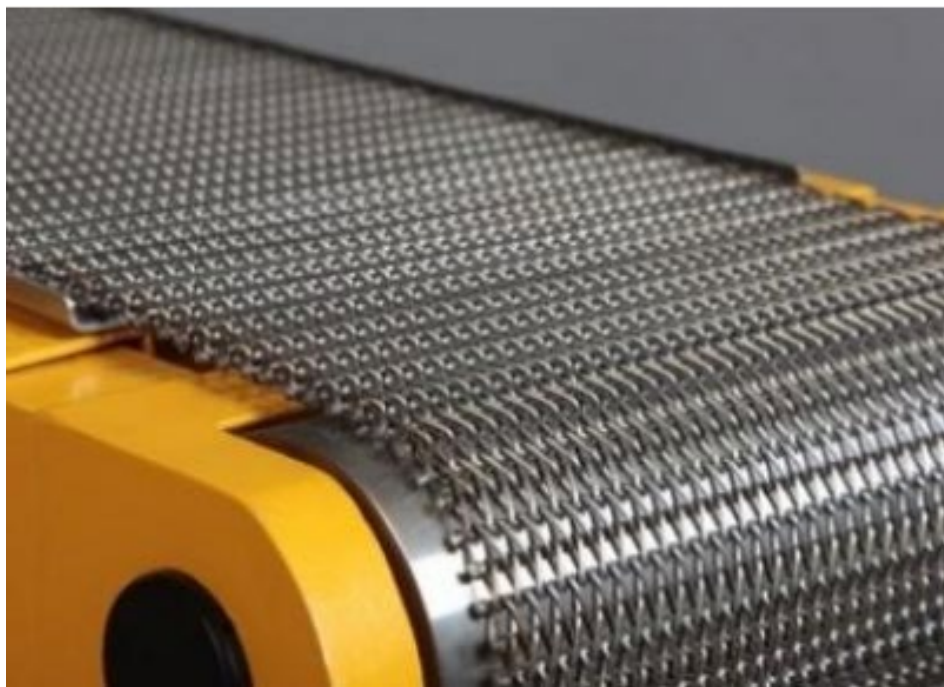


Fig. I. 3 transporteuse à bande métalliques.

I.4 Domaine utilisé de la bande transporteuse

Les transporteuses à bande à bande sont très employés dans l'industrie, les mines et carrières et l'agriculture pour le déplacement, généralement à courte distance, de matériaux plus ou moins pondéreux tels que charbon, minerai, sable, céréales, etc. [13].

Cette technique a des emplois très variés. On la retrouve par exemple sous forme de trottoir roulant pour le déplacement de personnes dans les gares et aéroports, de fonds mobiles de certains véhicules auto-déchargeurs, de tapis roulants aux caisses des hypermarchés ou pour la livraison des bagages dans les aéroports [14].

Des bandes transporteuses mobiles, souvent appelées « sauterelles » servent généralement au chargement ou au déchargement de véhicules, notamment des wagons et des navires, par exemple pour le minerai.

Des transporteurs à bande sont utilisés comme composant dans les systèmes de distribution et d'entreposage automatisés. Combinés à des équipements de manutention de palette commandés par ordinateur, ils permettent une distribution plus efficace des produits manufacturés, de détail ou de gros.

Ces systèmes permettent de traiter rapidement des volumes de marchandises plus importants tant en réception qu'en expédition, avec des volumes de stockage plus réduits, autorisant d'intéressants gains de productivité aux entreprises [14].

I.5 Analyse structurale et constructive des transporteurs à bande

La bande transporteuse est une courroie sans fin est conçue avec les mêmes techniques acquises pour la fabrication des câbles métalliques, des textiles, des synthétiques et à partir de l'exploitation des différents types de transport comme représenté sur la **figure I.4** [15].

Le type le plus commun dans les usines de cimenterie de LAFARGE est la bande à plis textiles multiples, les dimensions de la bande :

- La longueur de la bande $L = 997,210$ m
- La largeur de la bande $b = 1,2$ m
- Épaisseur totale de la bande = 12 mm
- Couche supérieure = 6 mm
- Couche inférieure = 2 mm
- Carcasse (âme) = 4 mm
- Résistance à la traction de la bande $EP = 1000$ [N/mm]

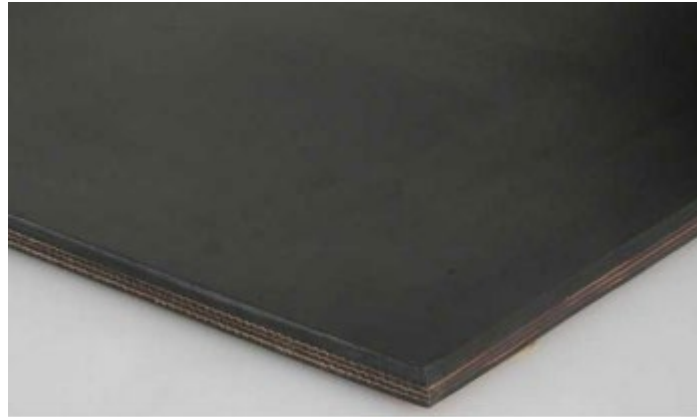


Fig. I. 4 Bande à plis textiles [15]

Avec deux types de face :

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

La courroie comporte aussi deux brins :

- a) Brin supérieur (ou brin porteur)
- b) Brin inférieur (ou brin de retour)

La bande transporteuse doit présenter les qualités suivantes :

- Une très grande flexibilité pour qu'elle s'enroule sans contrainte sur les tambours et qu'elle prenne la forme de l'auge.
- Une capacité de supporter la matière transportée.
- Une résistance à l'action des matériaux abrasifs, aux frottements dus à la mise en vitesse des matériaux, à la chaleur, aux chocs et au pliage.

Les éléments qui composent la bande (courroie) sont les suivants :

- Couches supérieure et inférieure
- Caoutchouc naturel ou Élastomère synthétique
- But des couches - protéger la "Carcasse", Impact d'Abrasion
- Couche supérieure typiquement plus épaisse que la couche inférieure
- Dureté en shore = 55 à 80 HB
- Carcasse
- 01 ou plusieurs plis de structure tissée ou câbles d'acier

- La carcasse de la bande est l'élément de la tension dans une bande de la transporteuse à bande
- Aussi fournit-il la résistance à la déchirure & à l'impact, support de charge, capacité d'attache mécanique.

I.6 Causes de la rupture de la bande transporteuse

La flexibilité ou la souplesse longitudinale de la bande est dans sa capacité de s'enrouler sur un tambour sans dépense d'énergie notable. La résistance à la fatigue traduit l'aptitude de l'armature longitudinale de la bande à supporter un nombre d'enroulements donnés (en relation avec la durée de vie prévisible de la bande), sans qu'apparaissent des détériorations ou déchirures [16].

La diminution du nombre de plis, permise par l'utilisation de matériaux d'armature à haute résistance spécifique a amélioré considérablement la flexibilité et l'endurance des bandes.

Avec des carcasses textiles «multiplis», l'enroulement sur tambour provoque l'apparition de contraintes, tant le matériau textile lui-même, que dans les couches de mélange élastique interposé entre les plis. Des ruptures de tissu extérieures ont provoqué des déchirures de bandes (par l'effet d'extension ou de compression) ou des décollements entre ces derniers [17].

Le type le plus commun dans les cimenteries est la bande à plis textile unique ou à plis textiles multiples comme représentés sur **la figure I.5**. Elles sont constituées de 3 composants majeurs :

- Carcasse,
- Couche supérieure,
- Couche inférieure.

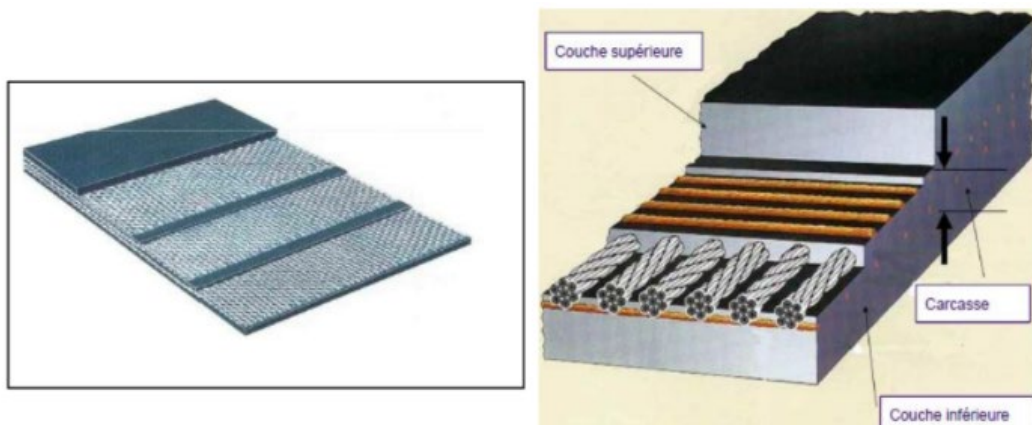


Fig. I. 5 Coupe de la bande transporteuse [17]

La diminution du nombre de plis (ainsi que l'amélioration des performances mécaniques des matériaux utilisés) a fait pratiquement disparaître les risques de cette nature.

Le gain obtenu par la structure comportant une armature longitudinale à un seul étage est nettement plus important que l'effet contraire lié à l'utilisation d'un matériau résistant à très haut module d'élasticité.

En sus des contraintes énumérées, l'entraînement de la bande ne peut être affranchi par d'autres aléas pour les transporteuses à bande à tambour de diamètre réduit qui dans un souci d'économie, le tambour et surtout le réducteur seraient d'un coût particulièrement bas.

Couches supérieure et inférieure

- Caoutchouc naturel ou Élastomère synthétique
- But des couches de protéger la "Carcasse" et d'éviter l'impact d'Abrasion
- Couche supérieure typiquement plus épaisse que la couche inférieure
- Dureté de 55 à 80 HB

Carcasse

- Plusieurs plis de structure tissée
- La carcasse de la bande est l'élément de la tension dans une bande de la transporteuse à bande
- Aussi fournit-il la résistance à la déchirure et à l'impact, support de charge, capacité d'attache mécanique

Sélection du diamètre pour la carcasse textile

Le rapport maximal entre la tension du brin tendu **T** et brin moteur **t**

$$\mathbf{T / t = e^{ua}} \quad \mathbf{(I.1)}$$

Si ce rapport est plus élevé, alors la courroie patine.

Le coefficient d'adhérence μ prend des valeurs allant de 0,5 à 0,8 selon les matériaux utilisés
Où

T - Tension du brin tendu

t - Tension du brin moteur

μ - Coefficient de frottement bande-tambour

α - Angle d'enroulement (en radians).

L'effort moteur transmissible F est donné par la relation :

$$F = T - t = t(e^{\mu\alpha} - 1) \quad \text{En [N]} \quad (I.2)$$

On remarque que l'effort ne dépend pas du diamètre du tambour.

L'explication physique de cette indépendance théorique se trouve dans la compensation qu'apporte l'augmentation de la pression radiale moyenne entre bande et tambour, à la diminution de la surface de contact, lorsqu'on diminue le diamètre.

Il peut y avoir des difficultés d'entraînement [17] qui sont dues à la diminution du coefficient de frottement μ lorsqu'on augmente la pression radiale de contact pour les diamètres trop faibles.

La compensation évoquée ci-dessus, ne se trouve plus, alors exactement réalisée et l'application de la formule de Rankine basée sur l'hypothèse de la constance du coefficient de frottement n'est plus justifiée. Dans ces conditions, l'effort tangentiel maximal transmissible n'est plus indépendant du diamètre du tambour D .

Si l'on admet une décroissance linéaire de $\mu = \mu_0 - L \cdot p$, et en reprenant l'analyse des variations de tension dans la bande le long de l'arc de contact, la force devient :

$$F = t(e^{\mu\alpha} - 1) [(\mu_0 \cdot D - 2 L \cdot t) / (\mu_0 + 2 L \cdot t (e^{\mu\alpha} - 1))] \quad \text{En [N]} \quad (I.3)$$

L'expression montre que l'effort tangentiel transmissible croît avec le diamètre du tambour.

L'utilisation de cette formule reste délicate, car les paramètres μ_0 et L sont susceptibles de varier considérablement avec les conditions physiques et climatiques ambiantes ; en fait c'est surtout en milieu humide que la décroissance de μ avec la pression de contact est importante, c'est pourquoi

en pareille situation, il est préférable d'adapter un diamètre de tambour largement dimensionné comme représenté sur la figure I.6.

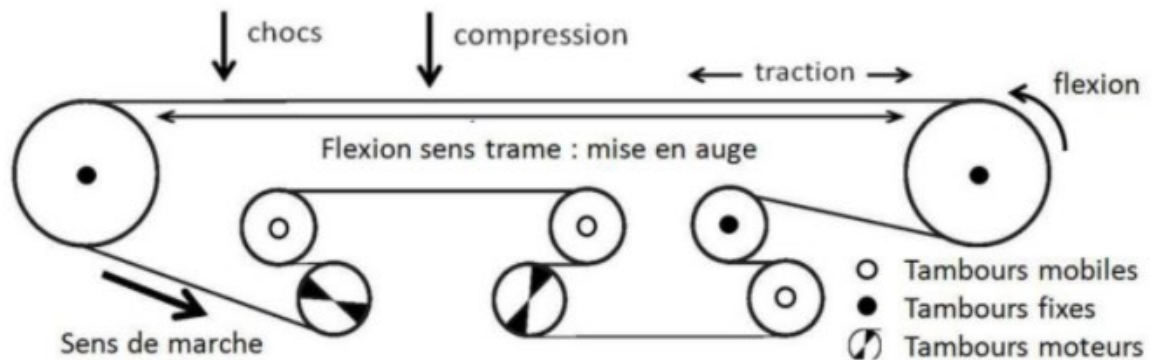


Fig. I. 6 Description des sollicitations de la bande transporteuse.

Le patinage en est une des conséquences qui dépend des conditions d'exploitation, car la bande transporteuse à bande est conçue pour être exploitée avec le minimum de patinage entre bande et tambour, car il provoque l'usure intensive de la bande et du garnissage du tambour-moteur.

L'échauffement du tambour entraîne la chute brusque du coefficient de frottement de la bande avec le tambour-moteur.

Nous avons aussi d'autres phénomènes tels que les contraintes des fonctionnements (Sollicitations mécaniques) :

- Traction
- Flexion sens chaîne
- Flexion sens trame
- Compression
- Chocs
- Usure
- Conditions environnementales
- Antistatique
- Température
- Feu.

I.7 Résistances aux mouvements d'un transporteur à bande

I.7.1 Introduction

L'ensemble des résistances aux mouvements d'un transporteur à courroie est constitué par diverses résistances qui peuvent être divisées en cinq groupes :

- Résistances principales FH
- Résistances secondaires FN
- Résistances principales spéciales FS1
- Résistances secondaires spéciales FS2
- Résistances dues à l'inclinaison FSt

Dans ces cinq groupes sont comprises toutes les résistances que doit vaincre la commande d'un transporteur à courroie pour surmonter les frottements et l'inclinaison du parcours, ainsi que pour accélérer le matériau au point de chargement.

Les résistances principales et secondaires FH et FN apparaissent sur tous les transporteurs à courroie, tandis que les résistances spéciales FS = FS1+FS2 n'existent que dans certaines installations. Les résistances FH et FS1 agissent de façon continue le long du transporteur à courroie, tandis que FN et FS2 n'existent que localement.

La résistance due à l'inclinaison FSt peut avoir une valeur positive, nulle ou négative, suivant la pente le long du transporteur comme représenté sur **la figure I.7**.

Elle peut, en outre, agir de manière continue sur l'ensemble du parcours ou peut ne se manifester que localement sur des sections partielles de la longueur [18].

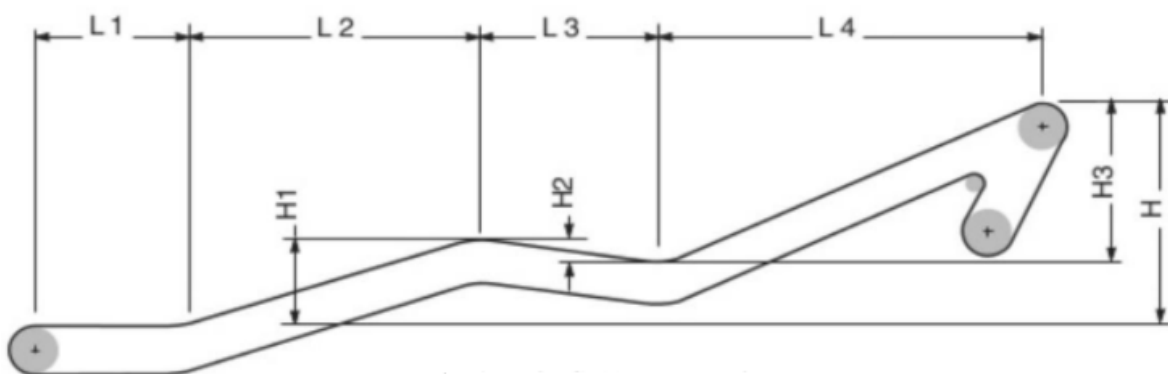


Fig. 7 Profil à hauteur variable

I.7.2 Résistances principales FH

Les résistances principales FH sont les suivants [35.].

- a) Résistances de rotation des rouleaux porteurs du brin chargé et du brin de retour, dues aux frottements dans les roulements et les joints des rouleaux voire équations

$$F_u = f L g [q_{ro} + q_{ru} + (2q_b + q_g) \cos\delta + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} E_n] \quad (I.4)$$

- L : L'entre axes (mm) ;

- f : Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes

- Q_{ro} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures (Kg/m)

- Q_G : Quantité de produits paramètre linéaire

- b) Résistances à la progression de la courroie due à l'enfoncement dans la courroie des rouleaux porteurs, des flexions alternées de la courroie et du matériau.

$$Q_g = \frac{IvQ}{v} \quad \text{en [kg/m]} \quad (I.5)$$

I.7.3 Résistances secondaires FN

Les résistances secondaires FN sont les suivantes :

- a) Résistance d'inertie et de frottement due à l'accélération du matériau au point de chargement.
- b) Résistance due au frottement sur les parois latérales des goulottes au point de chargement.
- c) Résistance des paliers de tous les tambours à l'exception de ceux des tambours d'entraînement.
- d) Résistance due à l'enroulement de la courroie sur les tambours.

Résistances principales spéciales FS1

I.7.4 Les résistances principales spéciales FS1 :

Les résistances principales spéciales FS1 sont les suivantes :

- a) Résistance de pincement due à la position oblique ou inclinée des rouleaux porteurs dans le sens de marche de la courroie ;
- b) Résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages, lorsque ceux-ci agissent sur toute la longueur de la courroie.

I.7.5 Résistances secondaires spéciales FS2

Les résistances secondaires spéciales FS2 sont les suivantes [19] :

- a) Résistance due au frottement des dispositifs de nettoyage des tambours et de la courroie.
- b) Résistance due au frottement contre les bavettes de goulottes ou contre les guidages, lorsque ceux-ci n'agissent que sur une partie de la longueur de la courroie.
- c) Résistance due au retournement du brin inférieur de la courroie.
- d) Résistance due aux socs de déversement des matériaux.
- e) Résistance due aux chariots verseurs.

I.7.6 Résistance due à l'inclinaison FSt

La résistance due à l'inclinaison FSt est la résistance due à la dénivellation du matériau lors de son transport sur des parcours inclinés [20].

La résistance due à l'inclinaison peut, contrairement à certaines autres résistances, être clairement déterminée physiquement d'après l'équation

$$FSt = H * M_L * g \quad \text{En [N]} \quad (I.6)$$

- M_L Poids du produit transporté sur le brin supérieur par longueur en mètres de la transporteuse à bande.

- H Différence de hauteur dans transporteuse à bande.

- g égal à 9,81.

FSt est positive lorsque les installations sont ascendantes et négative lorsqu'elles sont descendantes.

Chapitre II

Caractéristiques techniques des transporteurs à bande

II.1 La Bande

La bande transporteuse est une courroie sans fin qui a été conçue à partir des techniques acquises dans la fabrication des câbles métalliques, des textiles, des synthétique et à partir de l'exploitation des différents types de transport.

Le transport des matériaux du début jusqu'à la tête de la transporteuse à bande [21].

Le transport se présente sous deux formes principales, forme en plate et en auge comme représenté sur la **Figure II.1**.

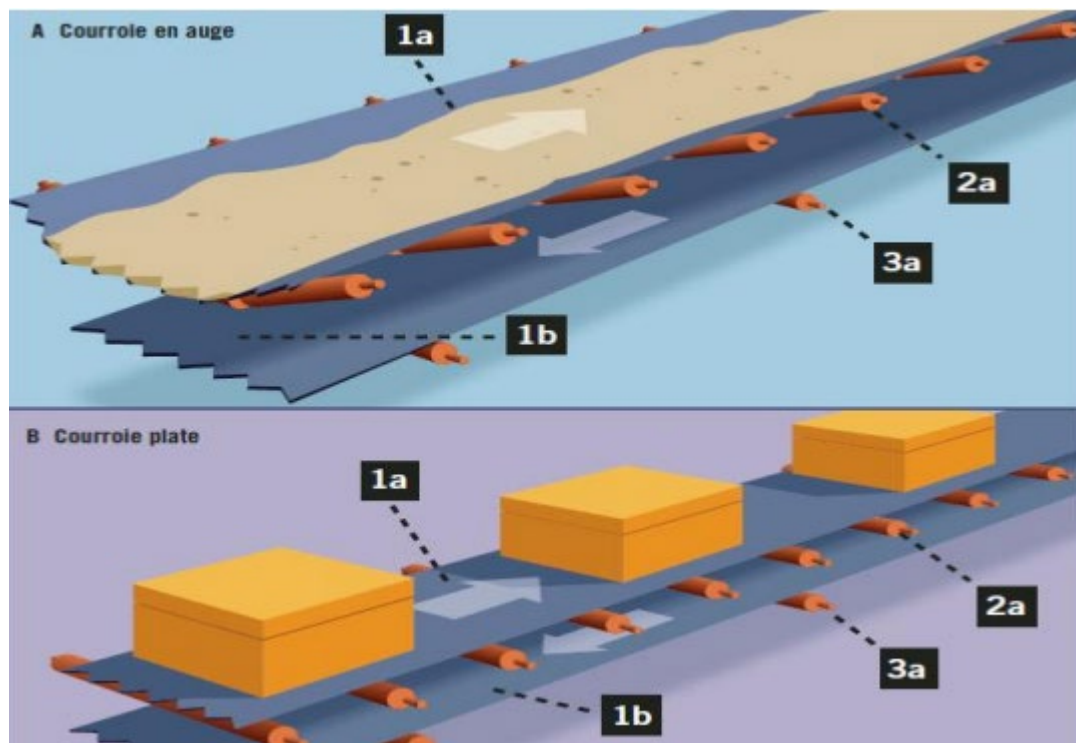


Fig. II. 1 transporteuse à bande plates et en auges [21].

Avec deux types de face :

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

La courroie comporte aussi deux brins :

- a) Brin supérieur (ou brin porteur)
- b) Brin inférieur (ou brin de retour)

La bande transporteuse doit présenter les qualités suivantes :

- Une très grande flexibilité pour qu'elle s'enroule sans contrainte sur les tambours et qu'elle prenne la forme de l'auge.
- Une capacité de supporter la matière transportée.
- Une résistance à l'action des matériaux abrasifs, aux frottements dus à la mise en vitesse des matériaux, à la chaleur, aux chocs et au pliage.

Les éléments qui composent la bande (courroie) sont les suivants :

- Armature de la bande ou carcasse (1d, 1e).

Les armatures les plus utilisées dans la construction de la bande sont les nappes en corde de coton, les plis de tissus de coton ou synthétique.

- Recouvrement ou revêtement (1c, 1f).

Le rôle du revêtement est la protection de la carcasse contre l'usure due au frottement comme représenté sur la **Figure II.2**, l'influence des agents extérieurs, l'humidité, l'ensoleillement... etc.

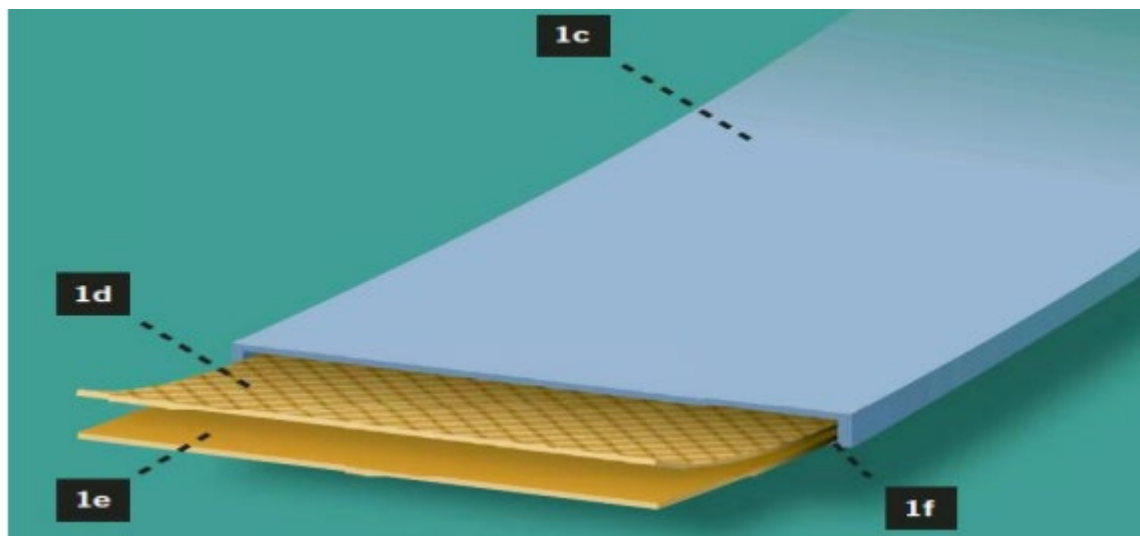


Fig. II. 2 Coupe transversale de la bande [21].

II.2 Les rouleaux

Les principales fonctions des rouleaux sont :

- Supporter la bande (+ matière sur le brin porteur)
- Guider la bande
- Longueur des rouleaux porteurs $L = 46,5$ cm

- Longueur des rouleaux de retour $L = 140,0$ cm

II.2.1 Stations porteuses en auges

Il est utilisé pour le transport de marchandises en vrac. La batterie à rouleaux en auge offre une grande capacité, faible risque de perte de matières, et un guidage efficace de la bande avec λ l'angle d'auge [22]. Comme représenté sur la **Figure II.3**



Fig. II. 3 Fixation des rouleaux sur la station-support [22].

II.2.2 Stations supports inférieures

Il est généralement soutenu par des batteries à rouleaux plats. Dans le cas de transporteurs de grande longueur, il peut être utile d'employer des batteries à deux rouleaux qui facilitent le guidage de la bande. Comme représenté sur la **Figure II.4**.

Pour le transport de matières collantes, on a recours à des rouleaux de retour pourvus de rouleaux de support ou de revêtement en caoutchouc pour réduire l'accumulation des matières dures sur les rouleaux.

Pour tenir compte du guidage de la bande, tant les rouleaux porteurs que les rouleaux de retour ils doivent être réglables dans le sens de course de la bande [22].



Fig. II. 4 Rouleaux porteurs inférieurs [22].

II.2.3 Châssis

Le cadre du transporteur est fabriqué à partir de tubes en acier rond. Les poutres et les pieds du cadre sont assemblés à l'aide de pièces de serrage en fer rond elle est généralement fixée sur le sol [23].

Le cadre est fabriqué à partir d'étauçons obliques, ainsi qu'il est indiqué sur le plan de la commande. Les pieds sont fabriqués soit avec une semelle fixe en vue de sa fixation à une fondation en ciment, soit sans semelle en vue de son soudage direct sur le support.

Les pieds sans semelle sont fournis avec une longueur excédentaire de 50 mm puisqu'ils doivent être adaptés en conséquence lors du montage Comme représenté sur la **Figure II.5.**



Fig. II. 5 Châssis utilisé dans le transport des produits [23].

II.3 Tambours

Leurs fonctions d'entraîner la bande ou l'amener à changer de direction. Celui de contrainte, il ramène le brin entrant ou sortant de la bande en ligne avec le brin de retour ou crée l'angle d'enroulement voulu autour du tambour d'entraînement [22].

Comme représenté sur la **Figure II.6**.

Les dimensions des tambours sont :

- Diamètre de tambour moteur $D = 80,0$ cm
- Diamètre de tambour de renvoi $d = 63,0$ cm
- Largeur des tambours = $140,0$ cm



Fig. II. 6 Tambours [22].

II.3.1 Tambour de commande

Un revêtement caoutchouc est vulcanisé sur le tambour pour accroître la friction entre bande et tambour et pour transmettre la puissance d'entraînement de la bande et pour empêcher les incrustations de matière [23], avec le diamètre du tambour moteur $D = 80,0$ cm.

II.3.2 Tambours de renvoi

C'est le tambour en fin de la transporteuse à bande, il renvoie la bande vers le brin de retour (peut aussi être un tambour d'entraînement) [24], diamètre de tambour de renvoi $d = 63,0$ cm.

II.3.3 Tambours d'inflexion

Ils sont utilisés pour augmenter le degré d'enroulement de la bande au tambour de commande afin d'augmenter le frottement [24], le diamètre de tambour de contrainte $D_1=50\text{cm}$.

II.3.4 Dispositifs de tension

L'effort nécessaire pour maintenir la bande en contact avec le tambour d'entraînement et l'inclinaison des parois doit être en fonction de la manière dont le produit est transporté, de sa trajectoire, ainsi que de la vitesse de la transporteuse à bande.

La granulométrie et la masse volumique du produit, ainsi que ses propriétés physiques, telles que l'humidité, la corrosion, et autres, ont également une importance pour la conception [21].

D'après leur mode de fonctionnement, les systèmes de tension se divisent en deux groupes principaux :

- Système de tension fixe.
- Système de tension auto-réglant.

II.4.1 Système auto-réglant

Ce système maintient la précontrainte constante tout en assurant que la tension admissible de la bande ne sera pas dépassée.

La forme la plus couramment employée est celle d'un contrepoids. Le meilleur effet est normalement obtenu en plaçant le contrepoids à proximité du tambour moteur [21].

Comme représenté sur la **Figure II.7**

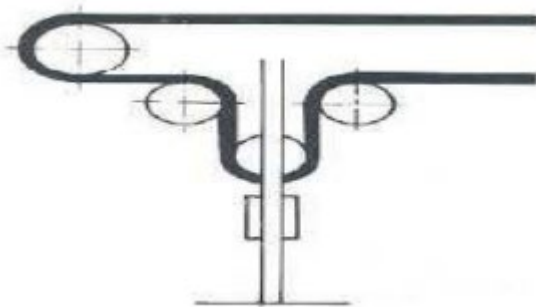


Fig. II. 7 Système auto-réglant [21].

II.4.2 Système de tension fixe

La tension à vis est souvent employée pour les transporteurs de courte longueur à charge modérée, ce système exige une surveillance constante et un réglage fréquent, principalement lors de la mise en service d'une nouvelle bande [21].

Comme représenté sur la **Figure II.8**.

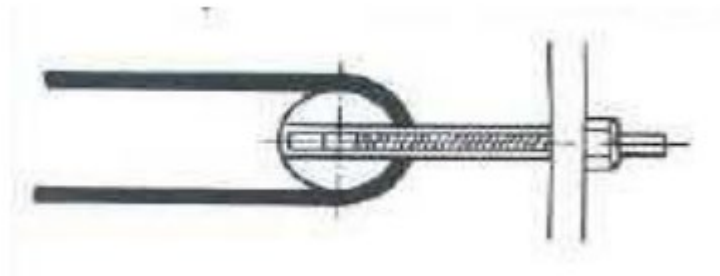


Fig. II. 8 Système de tension fixe [21].

II.5 Éléments mobiles de transmission d'énergie

Produire et transmettre l'énergie nécessaire au tambour d'entraînement afin de mouvoir ou de retenir la courroie. Plusieurs configurations sont utilisées [21].

Comme représenté sur la **Figure II.9**.

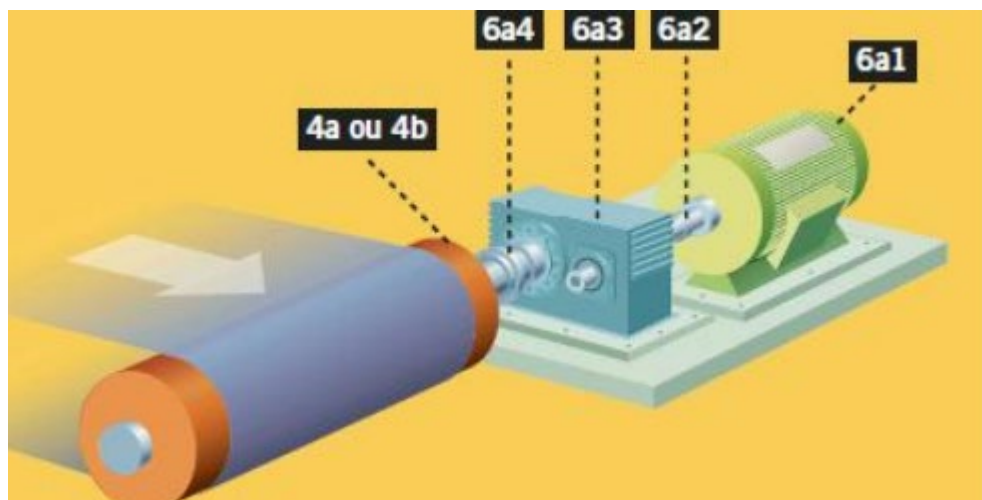


Fig. II. 9 Système de transmission d'énergie [21].

Pour but de produire et de transmettre l'énergie nécessaire au tambour d'entraînement et afin de mouvoir ou de retenir la bande [15].

Comme représenté sur la **Figure II.10** pour le cas de LAFARGE HAMMAM DALAA, les composants du système sont :

- 6a1 : Moteur.
- 6a2 : Accouplement du moteur et du réducteur.
- 6a3 : Réducteur.
- 6a4 : Accouplement du réducteur et du tambour d'entraînement.
- 4a : Tambour d'entraînement.

Les paramètres du système de transmission d'énergie sont :

- Puissance motrice est de 86 kw
- Nombre de tour (moteur) = 1480 tr/min
- Couple = $2,7 \times 580$ (N)
- Puissance de réducteur = 80 kw
- Nombre de tour de réducteur = 36,57 tr/min



Fig. II. 10 Système de transmission d'énergie [15].

II.6 Système de chargement

Un système pour guider et contrôler le débit des matériaux vers la bande, il peut prendre plusieurs formes [15] :

- Trémie

- Glissière
- Chargeur automatique
- Poussoirs.

II.6.1 Trémie

La trémie est conçue pour faciliter le chargement et le glissement du produit en absorbant les chocs de la charge et en évitant les colmatages et l'endommagement de la bande. Elle permet un chargement immédiat du produit et résout les problèmes d'accumulation [21].

La trémie est constituée principalement des éléments suivants et conformément la Figure II.11.

- 7a : Corps de la trémie : c'est un guide, contrôle le débit de matériaux.
- 7b : Lisse de guidage : il centre le matériau ou les charges isolées sur la courroie ou les diriger dans une direction donnée.
- 7c : Bavette d'étanchéité : empêche la fuite du matériau par les côtés (bavette d'étanchéité latérale) ou par l'arrière (bavette d'étanchéité arrière).
- 7d : Porte de régulation : elle contrôle le débit

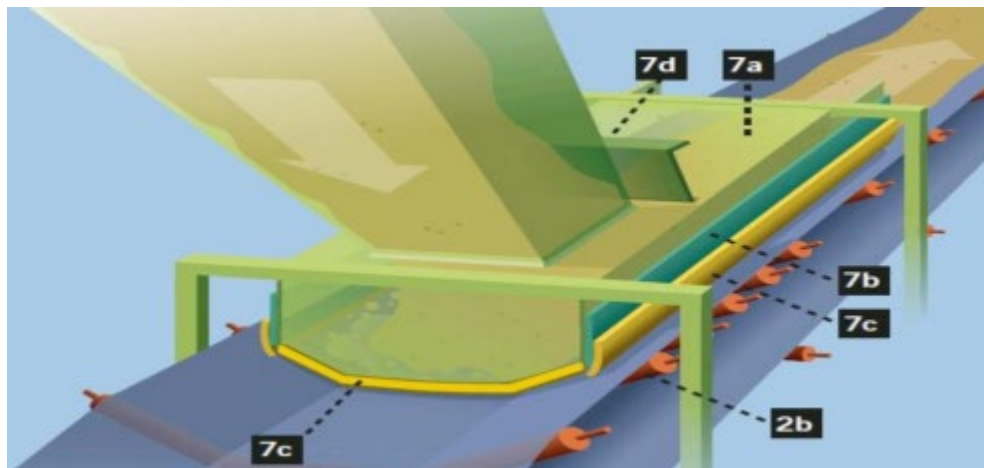


Fig. II. 11 Système de chargement [21].

II.7 Système de déchargement

Le rôle de ces systèmes est de guider les matériaux sortants. Ces systèmes peuvent prendre plusieurs formes pour les bandes en auges ou en plates [23].

Comme représenté sur la **Figure II.12**



Fig. II. 12 Système de déchargement [23].

II.8 Dispositifs de nettoyage de la bande (décharge)

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 maintenance.

Un nettoyage efficace permet à la transporteuse à bande d'atteindre un maximum de productivité [26].

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

Le nettoyage de la bande – tambour de tête demande que :

- La matière qui adhère à la bande après le point de décharge au tambour de la tête contribue au renversement et au colmatage aux rouleaux retour Comme Représenté sur la **Figure II.13**



Fig. II. 13 Lame racleuse droite

Aucun système de nettoyage de bande, aucun racleur de bande ne peut être ou rester effectif sans entretien, quel que soit leur principe ou marque, ils exigent :

- L'ajustement comme par recommandation des fabricants
- Remplacement de parties usées

Les racleurs de bande effectifs et les mauvaises jonctions de bande (ou collage mécanique) ne vont pas parfaitement ensemble Comme représenté sur la **Figure II.14**.

- Les racleurs de bande ne peuvent pas nettoyer la bande usée avec une surface rugueuse.
- Évitez le racleur de bande sur les bords de la bande : nettoyer là où la matière se colle



Fig. II. 14 Disposition de Lame racleuse.

- Nettoyer la matière collante exige de la pression : les performances de nettoyage seront réduites si le racleur est installé à un endroit où il peut changer la ligne de trajectoire de la bande.

La matière collante exige 2 racleurs de conception spécifique [27]. Comme représenté sur la **Figure II.7** et **Figure II.8**

- Pré-nettoyeur ou nettoyeur primaire (installé sur la face du tambour de tête juste en dessous de la trajectoire de la matière),
- Le nettoyeur secondaire (idéalement installé au point où la bande laisse le tambour de tête).



Fig. II. 15 Nettoyeur primaire



Fig. II. 16 Nettoyeur secondaire

II.9 Capots pour transporteuse à bande

La couverture se compose d'une plaque ondulée en auge [la plaque de couverture (A)] suspendue aux ferrures (C) au moyen de boulons à œil.

Elle est soutenue par des poutres (P) tout le long du transporteur à courroie en caoutchouc [23]. Comme représenté sur la **Figure II.18**.

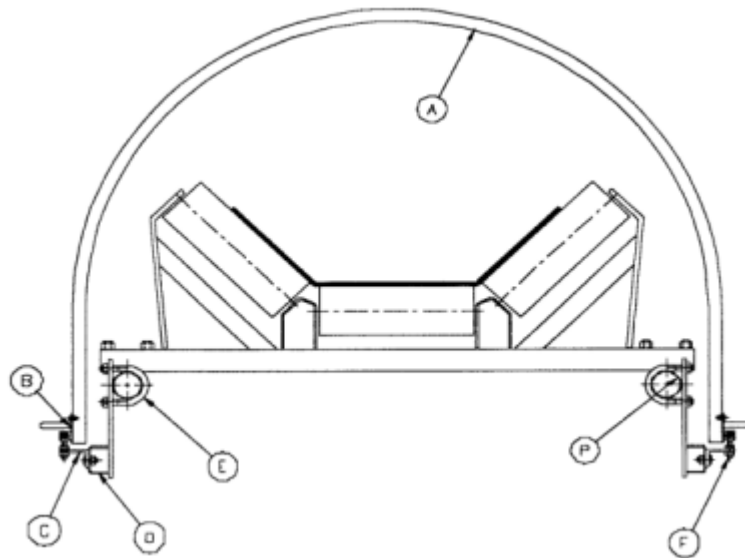


Fig. II. 17 Dessin descriptif du capot pour transporteuse à bande (BC-020) [23].

Le support de la couverture (D) est fixé à la poutre à l'aide de boulons en U (E) tout le long de la poutre de part et d'autre du transporteur.

Le support de la couverture (D) est de plus fourni en composants uniques et utilisé dans les arrondis/courbes le long du transporteur, ce qui facilite son adaptation Comme représenté sur la **Figure II.19**.

Les ferrures (C) sont par la suite boulonnées au support de la couverture (D) à une certaine distance.



Fig. II. 18 Capots pour transporteuse à bande [23].

Chapitre III

Etude de la dynamique des transporteuses à bande

III.1. Introduction

Pendant les processus non stationnaires (mise en vitesse et freinage), dans la bande, outre les forces statiques, il y'a naissance de forces supplémentaires qui sont le résultat du changement de la vitesse, ces dernières sont dites : forces dynamiques.

De la somme algébrique de ces forces (statiques et dynamiques) résulte une nouvelle répartition de la tension sur l'entraînement. De ce fait l'exercice de ce dernier devient instable (patinage, complet ou partiel). L'influence des forces dynamiques sur le calcul de la résistance de la bande n'a pas une importance considérable. En effet la composante dynamique est prise en considération dans le facteur de sécurité qui est généralement compris entre ($m= 8$ à 12) [27].

C'est pourquoi le but essentiel du calcul de cette composante est d'établir un régime de mise en marche et de freinage sans risque de patinage.

Considérons le risque de marge d'erreur sur le calcul de la force de traction nécessaire pour la transporteuse à bande on prend le coefficient de réserve de traction $K_r = 1,3$. Pour les transporteuses à bande de grands débits et de grands franchissements, le processus dynamique lors de la mise en marche et le freinage a une grande importance. Il agit sur le facteur de traction réel par l'intermédiaire de la tension à l'entrée de la transporteuse à bande qui se voit tantôt augmenter tantôt diminuer.

Ceci dépend de la nature de la contrainte appliquée à l'onde élastique qui se propage lors du régime non stationnaire sur toute la longueur de l'organe porteur.

La propagation de ces ondes dépend aussi de la disposition du tambour d'entraînement. C'est ainsi que nous avons deux types de contraintes agissant sur l'onde élastique.

Il s'agit de la contrainte de traction, accompagnée par des forces dynamiques positives, qui seront ajoutées à celles statiques, et de la contrainte de compression s'exprimant par des forces dynamiques négatives qui tendent à affaiblir la tension totale en n'importe quel point [28].

III.2 Correction de l'élasticité de la bande

On n'exclue pas entièrement le risque de patinage pour certaines transporteuses à bande, malgré un temps de démarrage assez important.

Ce qui impose le calcul de l'effort de tension selon la condition de l'absence du patinage calcul qui dépend des propriétés élastiques de l'organe porteur que l'on peut supposer absolument rigide (bande à câbles d'acier), ou élastique (bande à tissu).

III.2.1 Types de bande

➤ Bande élastique

Tenant compte des forces dynamiques dans la détermination de la tension initiale on doit faire le calcul en fonction du type du tendeur utilisé [29].

➤ Bande rigide

Pour les bandes rigides (à câbles d'acier), nous n'avons pas d'allongement élastique, mais un allongement relatif ε inférieur de 5 à 6 fois que celui élastique des bandes à tissu.

De ce fait pour ce type de bande (cas de transporteuses à bande de grande distance), on doit tout d'abord faire le calcul statique selon lequel on fait le choix de la bande, et la puissance du moteur, puis on passe au calcul dynamique pour préciser l'effort nécessaire du tendeur.

Pour le choix des conditions limites de démarrage s'imposent les recommandations saillantes ci-après énumérées [30] :

1. Le temps de mise en marche du point de vue économique doit être minimal.
2. Le patinage de la bande sur le tambour moteur pendant la mise en marche est inadmissible.
3. La tension de la bande maximale (T_{max}) ne doit pas atteindre sa valeur maximale.

$$T_{max} = K_{dy} T_0 \quad (III.1)$$

Où K_{dy} : Coefficient dynamique, d'après on prend $K_{dy} = 1,3$ à $2,0$

T_0 : Tension de la bande pendant le régime stationnaire **daN**

Cette condition est dictée étant donné que la tension supplémentaire dans la bande pendant la mise en marche diminue son rendement d'après la rupture et augmente le facteur de traction réel par rapport à e^{μ}

4. Le rapport du couple pendant la mise en marche du moteur **M max** sur le moment nominal N_{nom} doit être compris entre **1,3** et **1,5**. Pour répondre à toutes ces exigences à la fois, le prix de la transporteuse à bande augmente systématiquement, et l'optimisation du régime de mise en marche devient difficile.

Ainsi l'analyse qu'avait faite M. Sobolski concernant les conditions limites de mise en vitesse nous a permis de constater la divergence des points de vue concernant les recommandations établies dans ce sens. Comme elle a permis de déduire ce qui suit :

- Limiter simultanément les forces sur la bande, le moment de rotation du moteur, et l'accélération n'est pas désirable.

La limitation des accélérations pendant la mise en marche des transporteuses à bande vides n'est pas sollicitée parce que la tension sur la bande est inférieure que pour ceux chargés.

- La limitation des tensions sur la bande pendant la mise en marche de la transporteuse à bande chargé est la plus sollicitée.

Pour le coefficient dynamique K_{dy} il ne peut être considéré comme donnée de départ pour le calcul de la traction parce qu'il dépend en même temps de T_0 , et de **T max** (voir la formule 3.2) ; c'est pourquoi il ne caractérise pas la valeur de la tension dynamique admissible.

$$K_{dy} = \frac{T_{max}}{T_0} \quad (III.2)$$

Dans la littérature existante nous n'avons pas de données de départ pour obtenir avec argumentation le coefficient dynamique de mise en marche, voilà pourquoi ce dernier nécessite des recherches spéciales, mais il existe déjà quelques résultats préalables.

III.2.2 Influence du type de tendeur sur le démarrage

- **Tendeur avec contre poids.**

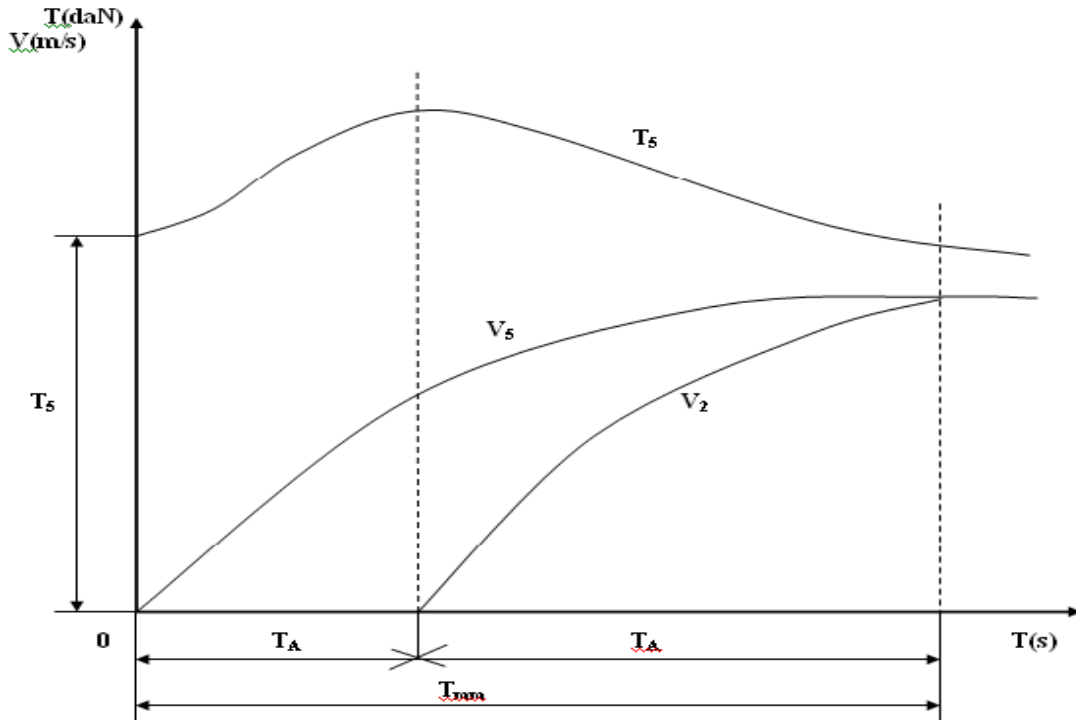


Fig. III. 1 Description du processus transitoire avec tendeur à contre poids. [29]

Etant donné l'effort (statique) de traction, la vitesse nominale de la bande, la masse métrique des rouleaux des deux brins, la longueur de la transporteuse à bande et la rigidité de la bande on détermine le poids du tendeur.

La mise en marche de ce type d'installation s'effectue en deux temps, au début l'onde élastique parcourt toute la longueur de la bande, à partir du point 5, à travers les points 4 et 3 jusqu'au point 2, en ces moments le tambour moteur est en rotation, la bande se déroule du tambour et arrive au tendeur.

Le contre poids descend, arrivé au point 2 la bande sera immobile, autrement dit jusqu'à la fin de la première période (jusqu'à ce que l'onde élastique n'arrive plus au point 2).

Au cours du deuxième temps, toute la bande accélère jusqu'à sa vitesse nominale représentée sur la figure III.2

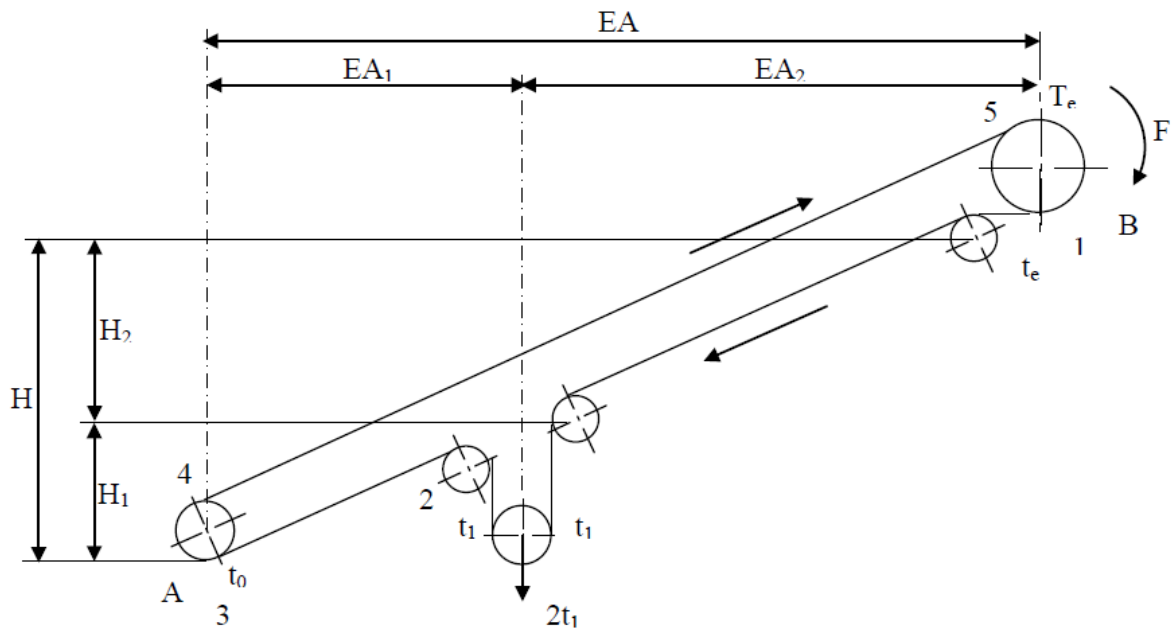


Fig. III. 2 Différentes constructions des transporteuses à bande [29].

Du diagramme de la figure 3.1, on remarque la différence des deux vitesses (V_5 et V_2), différence avec laquelle le tendeur reçoit la bande qui se déroule du tambour moteur ; cette vitesse est maximale pour une tension maximale au point 5 (T_5) de la transporteuse à bande.

C'est la position maximale du risque de patinage (la fin de la première étape) ; quant à la deuxième étape, elle ne détermine que la durée d'accélération.

Le facteur essentiel qui spécifie le processus de mise en vitesse est la caractéristique de traction du moteur (figure III.3).

C'est ainsi que la mise en marche à effort constant (**figure III.3.a**) n'est pas rationnelle, parce que dans la première étape la résistance de la transporteuse à bande est faible, ses masses commencent à se déplacer au fur et à mesure que l'onde élastique se répand.

L'excédent de l'effort du moteur provoque des charges dynamiques en plus assez importantes.

La caractéristique du tendeur automatique doit garantir la durée de mise en vitesse minimale et limite la tension totale sur la bande.

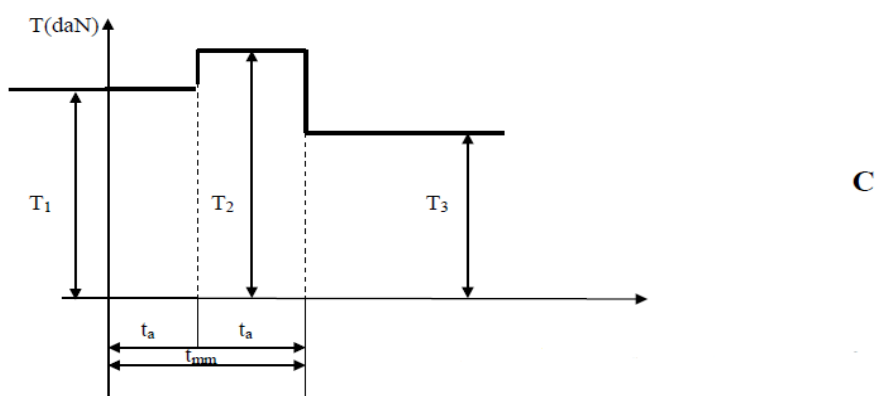
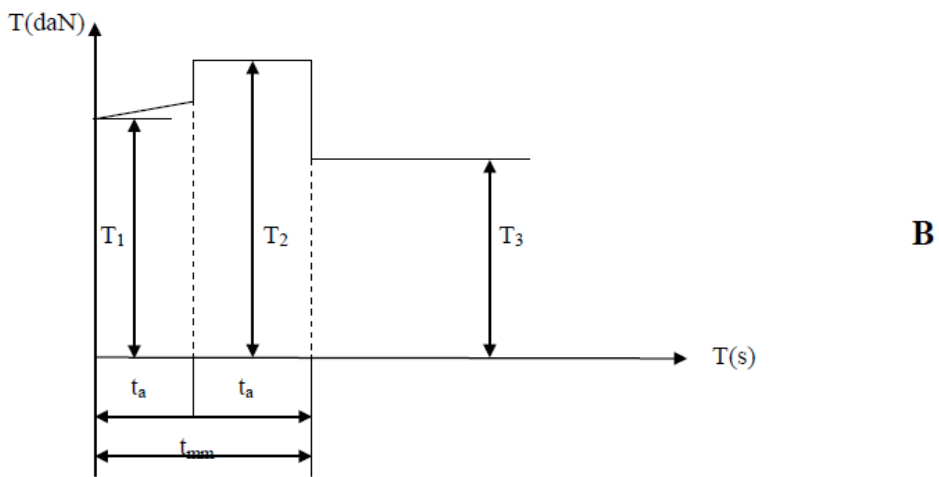
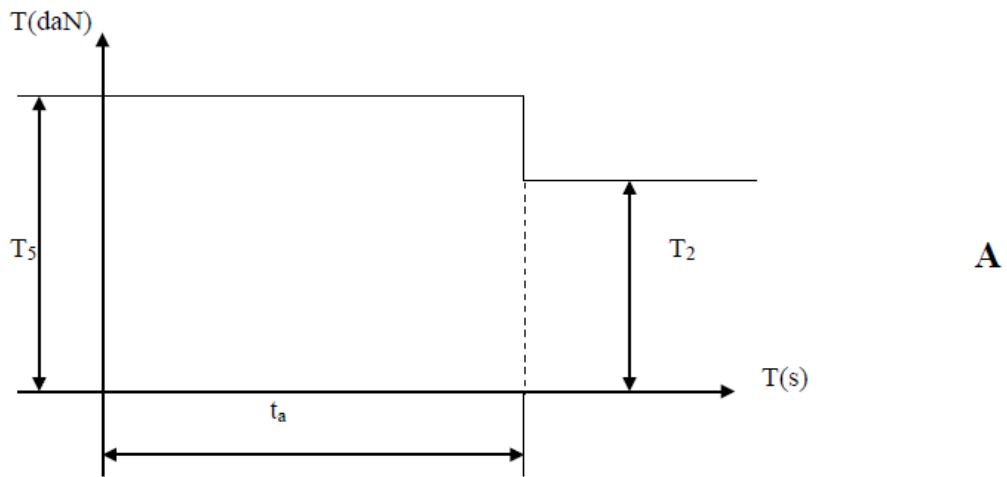


Fig. III. 3 Répartition de la charge au démarrage [29]

➤ Tendeur rigide :

Pour les transporteuses à bande équipés de ce type de tendeur (**Figure III.4.a, b et c**), l'utilisation des moteurs à efforts constants pour leur entraînement favorise l'augmentation des charges dynamiques et du temps de mise en marche.

Au démarrage la tension à l'entrée de la transporteuse à bande augmente contrairement à celle de sortie, et à la fin de la première étape (période de démarrage, t_d) la fréquence de variation des tensions au point 1 et 4 est amortie.

Elle continue sa variation en seconde étape (t_a) jusqu'à ce qu'elle devienne stable à la fin du processus transitoire [31].

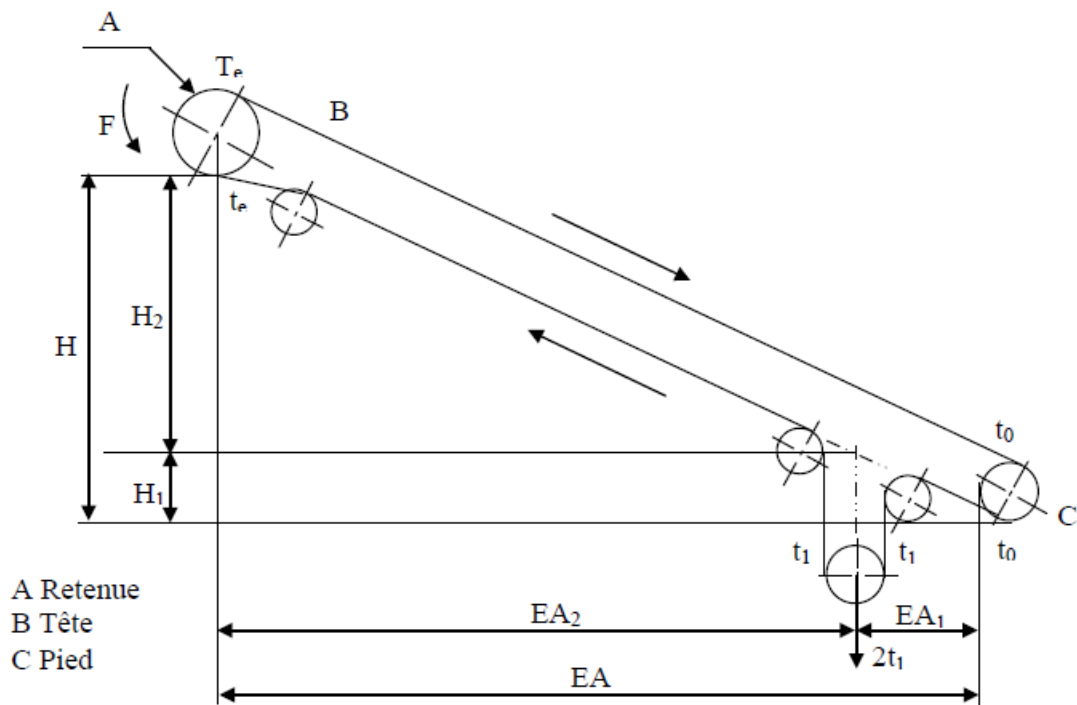


Fig. III. 4 Différentes constructions des transporteuses à bande [31].

La différence ($T_4 - T_1$) nous donne la force de traction nécessaire pour la marche de la transporteuse à bande (**Figure III.5**). On déduit que la force T_0 varie pendant le processus de mise en marche.

C'est pourquoi, on doit disposer d'entraînements à moteur à effort variable dans le but de synchroniser le changement de l'effort du moteur avec la variation de la différence entre les tensions à l'entrée et à la sortie de la transporteuse à bande.

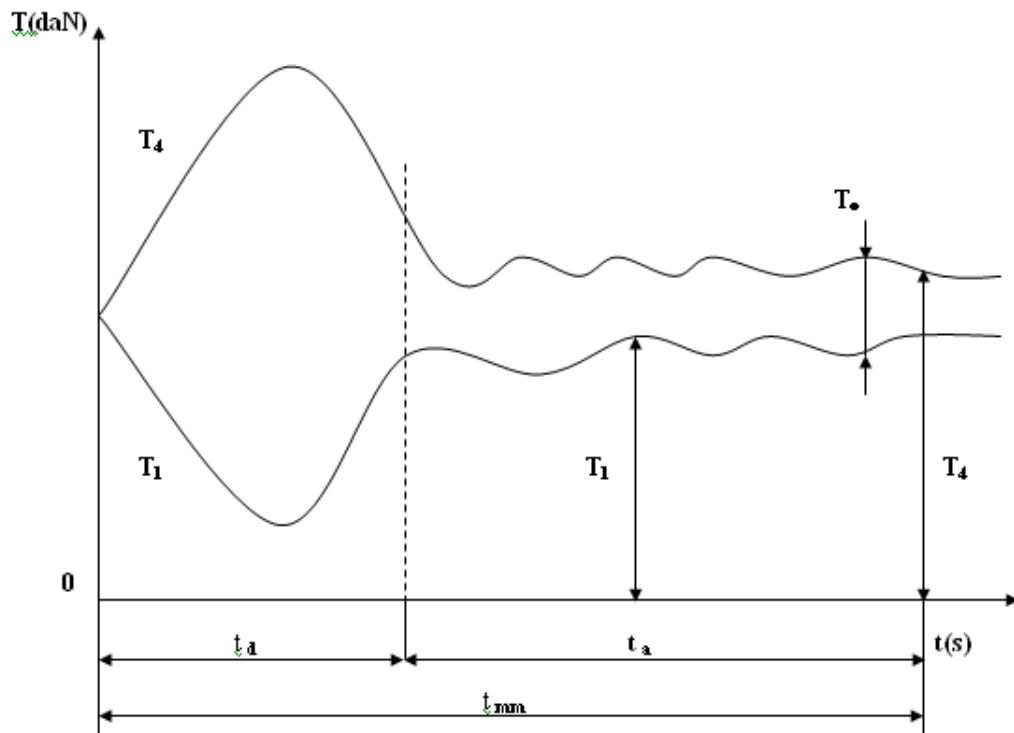


Fig. III. 5 Description du processus transitoire [29].

Pour les tendeurs automatiques, il existe aussi une limite de la vitesse du tambour de tension.

D'où la caractéristique rationnelle de l'effort du moteur prend la forme selon la figure (III.3, B), par contre, pour les tendeurs rigides ; cette condition ne se pose plus.

On choisit carrément la caractéristique rationnelle de l'effort du moteur selon la figure (III.3, C).

III.3 Calcul des tensions sur les bandes pendant les processus transitoires

III.3.1 Régime de démarrage

Pour le régime de mise en marche. Après l'application du moment de redondance au tambour moteur, l'onde élastique augmentant la tension se propage le long du brin supérieur.

Or l'onde diminuant la tension se propage sur le brin inférieur (voir figure III.6) [32].

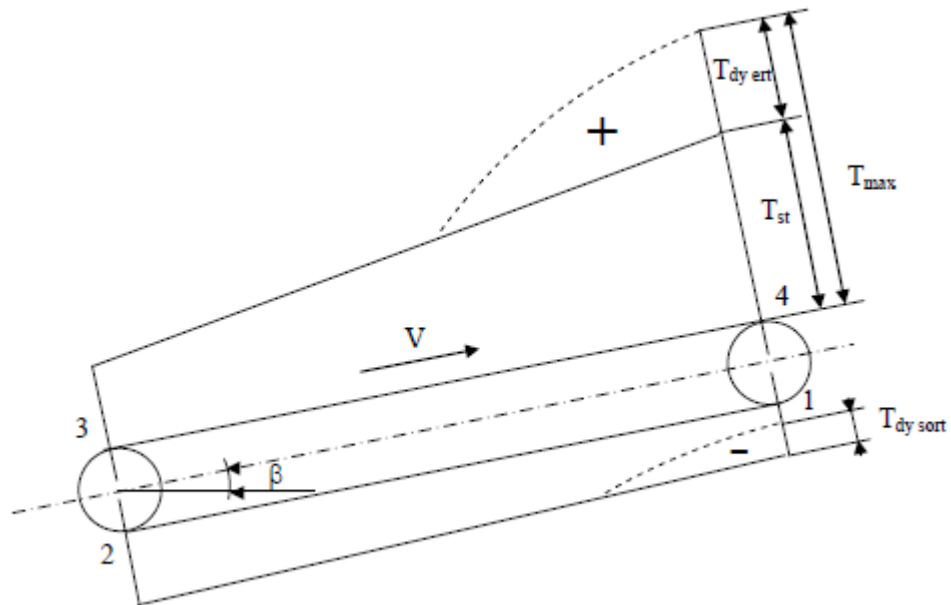


Fig. III. 6 Propagation de l'onde [29].

Les ondes élastiques directes parcourent les brins de la transporteuse à bande avec des vitesses de propagation $C1$ pour le brin supérieur, et $C2$ pour le brin inférieur.

Une fois le processus de propagation terminé la bande commence son mouvement, par conséquent le moment statique du système change ainsi que le moment de redondance de l'entraînement.

En outre le tronçon qui commence à se déplacer est proportionnel à la vitesse de propagation de l'onde élastique le long de la bande [32].

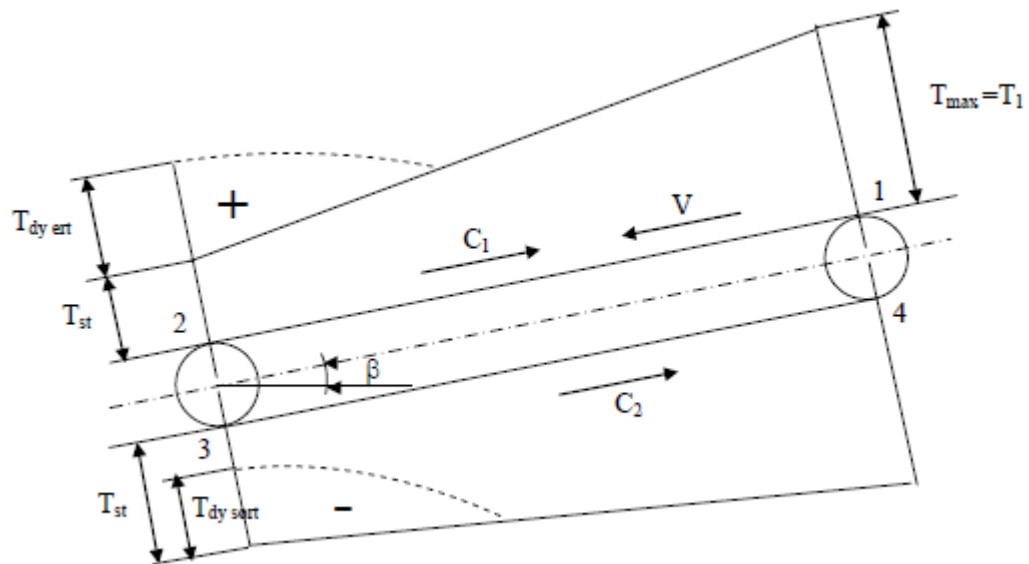


Fig. III. 7 Propagation de l'onde [29].

Ce phénomène constitue la caractéristique dynamique essentielle du processus non stationnaire.

L'effort dynamique dans n'importe quelle section de la bande pendant le mouvement non stationnaire est proportionnel à la vitesse de décalage de cette section (8) [30].

$$T_{dy} = C \rho V' = \sqrt{E \rho} V' \quad (III.3)$$

Où C : La vitesse de propagation de l'onde élastique dans la bande (à condition qu'on crée une tension statique préalable), m/s

ρ : La densité du brin de la bande dans lequel l'effort est défini, y compris celle de la masse à transporter, et des parties tournantes des rouleaux; kg/m.

$$\rho = qch + qb + qr' \quad (III.4)$$

V' : La vitesse de décalage de la section de la bande m/s E : Module d'élasticité dynamique de la section de la bande daN.

- Pour les bandes à tissu on prend :

$$E = E_0 B i \quad (\text{III.5})$$

- Pour les bandes à fils d'acier :

$$E = E_0 B \quad (\text{III.6})$$

Dans les formules 3.5 et 3.6, E caractérise la rigidité de la bande, on le prend entre 800 et 2000daN, pour les bandes à tissu il est de **6.10⁵daN** pour les bandes à câbles.

Par conséquent, si on a la vitesse de décalage on peut déterminer la valeur de la force dynamique dans cette section, et pour l'avoir on compose l'équation différentielle du mouvement d'entraînement déduite de l'équation (3.3).

Ainsi pour la transporteuse à bande à tendeur rigide nous avons :

$$m_r \frac{dV}{dt} + C_{ch} \rho_{ch} V' + C_v \rho_v V' = F_0 - W_0 \pm \beta V' = \Delta F \pm \rho V' \quad (\text{III.7})$$

Où m_r : La masse du système réduite vers la jante du tambour

$$m_r = \frac{K (GD)_r^2 i^2}{g D_t^2} \quad (\text{III.8})$$

K : Coefficient tenant compte de l'inertie du moteur

$(GD)_r^2$: Moment d'inertie du rotor du moteur Kgm^2

i : Rapport de réduction du réducteur.

g : Accélération de la pesanteur m/s^2

D_t : Diamètre du tambour moteur (m)

C_{ch} et C_v : Respectivement les vitesses de propagation de l'onde élastique de la bande dans les brins chargé et vide (m/s)

ΔF : La force de redonnance par rapport à celle statique (daN)

W: Force statique du système, elle est égale à la somme des résistances au mouvement des brins chargé et vide (daN).

F : Force du bloc de commande (daN)

β : Coefficient qui caractérise la rigidité de la caractéristique du moteur. L'équation (III.7) devient ainsi :

$$m_r \frac{dV}{dt} + V(C_{ch}\rho_{ch} + C_v\rho_v \pm \beta) = \Delta F \quad (\text{III.9})$$

Comme la vitesse de décalage est fonction en même temps de deux variables on pose [30].

$$V' = U \cdot Z \quad (\text{III.10})$$

Où U et Z sont les fonctions de t, nous aurons alors :

$$m_r \left(\frac{dU}{dt} Z + \frac{dZ}{dt} U \right) + UZ (C_{ch}\rho_{ch} + C_v\rho_v \pm \beta) = \Delta F \quad (\text{III.11})$$

En posant :

$$C_{ch}\rho_{ch} + C_v\rho_v = A. \quad (\text{III.12})$$

On aura :

$$m_r \left(\frac{dU}{dt} Z + \frac{dZ}{dt} U \right) + U Z A = \Delta F \quad (\text{III.13})$$

$$Z \left(m_r \frac{dU}{dt} + UA \right) + m_r \frac{dZ}{dt} U = \Delta F \quad (\text{III.14})$$

On exige que :

$$m_r \frac{dU}{dt} + U A = 0 \Rightarrow dU = \frac{-UA}{m_r} dt \quad (\text{III.15})$$

Après intégration de l'équation (3.15)

$$\int \frac{dU}{U} = \frac{-A}{m_r} \int dt \Rightarrow \ln U = \frac{A}{m_r} t \quad (\text{III.16})$$

Ainsi
$$U = e^{\frac{A}{m_r} t} \quad (\text{III.17})$$

En substituant le résultat (3.17) dans (3.14) on déduit Z en admettant toujours que le terme entre parenthèse est nul.

$$m_r \frac{dZ}{dt} e^{\frac{A}{m_r} t} = \Delta F \quad ; \quad Z = \frac{\Delta F}{m_r} \int e^{\frac{A}{m_r} t} dt + C$$

$$Z = \frac{\Delta F}{A} e^{\frac{A}{m_r} t} + C_1 \quad (\text{III.18})$$

Etant donné que V' est fonction de U et Z on a :

$$V' = UZ = e^{\frac{A}{m_r} t} \left[\frac{\Delta F}{A} e^{\frac{A}{m_r} t} + C_1 \right] \quad (\text{III.19})$$

En posant la condition initiale $V'_{00=t=0}$ on aura la solution de l'équation.

$$e^0 = \left[\frac{\Delta F}{A} e^0 + C_1 \right] = 0 \Rightarrow C_1 = -\frac{\Delta F}{A} \quad (\text{III.20})$$

D'où l'équation finale de la vitesse de décalage :

$$V' = e^{\frac{A}{m_r} t} \left[\frac{\Delta F}{A} e^{\frac{A}{m_r} t} - \frac{\Delta F}{A} \right] = \frac{\Delta F}{A} \left(e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (\text{III.21})$$

De l'équation (3.3) on tire les tensions dynamiques sur les brins d'entrée et de sortie en fonction du temps de propagation de l'onde.

$$T_{dy,ent} = \frac{\Delta F C_{ch} \rho_{ch}}{A} \left(e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (\text{III.22})$$

$$T_{dy, sort} = \frac{\Delta F C_v \rho_v}{A} \left(e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (\text{III.23})$$

Le temps de propagation de l'onde élastique (t) dépend de la nature et de la disposition du tendeur (flexible ou rigide), et du régime de travail de la transporteuse à bande (vide ou chargé).

- Pour la transporteuse à bande à tendeur flexible l'équation différentielle prend la forme :

$$m_r \frac{dV}{dt} + C_{ch} \rho_{ch} V' = F_0 - W_0 \pm \beta V' = \Delta F \pm \beta V' \quad (\text{III.24})$$

Analogiquement comme pour le cas du tendeur rigide, on détermine la vitesse de décalage et les tensions dynamiques à l'entrée et la sortie de la bande.

$$V' = \frac{\Delta F}{A} \left(e^{\frac{A}{m_r} t} - 1 \right) \quad (\text{III.25})$$

C'est la tension dynamique sur le brin entraîné, quant à celle sur le brin vide elle est nulle ($T_{dy,ent} = 0$) car la tension de sortie de la transporteuse à bande est constante. Pour ce cas :

$$A = C_{ch} \rho_{ch} \pm \beta \quad (\text{III.26})$$

Pour ce qui est du temps de propagation de l'onde élastique nous avons :

- Pour la transporteuse à bande à tendeur flexible (démarrage en charge)

$$t = \frac{2L}{C_{ch}} \quad (\text{III.28})$$

- Pour la transporteuse à bande à tendeur flexible (démarrage à vide)

- Dans ce cas $C_{ch} = C_v$

$$t = 2 \left(\frac{L}{C_{ch}} + \frac{L}{C_v} \right) \quad (\text{III.29})$$

- Pour la transporteuse à bande à tendeur rigide (démarrage en charge)

$$t = \left(\frac{L}{C_{ch}} + \frac{L}{C_v} \right) \quad (\text{III.30})$$

- Pour le cas de la transporteuse à bande à tendeur rigide qui démarre à vide t dépend du passage de l'onde sur un seul brin ou sur les deux brins à la fois.

III.3.2 Régime de freinage

Analogiquement au régime de mise en marche, pendant le régime de freinage, il y'a création de forces dynamiques dans la bande dont leur calcul est nécessaire pour [32].

- Eviter le patinage entre tambour et bande.
- Déterminer la force maximale admissible du dispositif de freinage, nécessaire pour l'arrêt complet de la bande.
- Avoir une tension sur le brin chargé pour laquelle on n'aura pas d'éventuelles pertes de stabilité de la bande, c'est à dire la tension dans la bande doit dépasser celle minimale admissible.

$$T_{adm,min} = 5 \text{ à } 8 (q_{ch} + q_b) l, \quad (III.31)$$

En réalité, en freinant le tambour moteur, on n'obtient pas l'arrêt de toute la bande.

En effet la section de la bande la plus éloignée du tambour freiné se déplace à une vitesse supérieure que celle plus proche.

Nous verrons la première section qui s'entasse sur la précédente de ceci résulte une diminution de la tension sur le brin supérieur, ce qui conduit soit au patinage de la bande, soit à la perte de sa stabilité.

En résultat la flèche entre les rouleaux devient inadmissible, et la bande s'ondule, la charge tombe.

Pour les grands transporteurs on applique habituellement le frein que lorsqu'une grande partie de l'inertie est consommée après débranchement de l'alimentation du moteur.

Mais le calcul du régime de freinage brusque est toujours nécessaire par mesure de sécurité.

L'analyse du régime de freinage ainsi que celui de mise en vitesse doit être faite tenant compte des ondes de déformation élastique le long de la bande.

Pour considérer le régime de freinage on dispose d'une transporteuse à bande à tendeur automatique installé sur le brin inférieur, du côté de la tête motrice, (**Figure III.7.page 43**), dans ce cas $T_{\text{sort}} = \text{constante}$.

Dans n'importe quelle section de la bande, la tension dynamique est proportionnelle à la vitesse de décalage de la section.

Pour le point d'entrée elle est égale à la différence entre la vitesse du mouvement stationnaire de la bande et la vitesse linéaire du contour du tambour moteur.

Dans ce cas l'équation du mouvement de la masse entraînée réduite à la circonférence du tambour moteur sera :

$$m_r \frac{d(V_{st} - v_{dec})}{dt} + C_{ch} + \rho_{ch}(V_{st} - V_{dec}) = W + F_f \quad (\text{III.32})$$

En admettant comme situation initiale le mouvement stationnaire, on considère le débranchement du moteur comme application de forces supplémentaires qui créent une composante dynamique égale à :

$$T_{dy,ent} = C_{ch} \rho_{ch}(V_{st} - V_{dec}) = (W + F_f) \left(1 - e^{\frac{-C_{ch} \rho_{ch} t}{m_r}} \right) \quad (\text{III.33})$$

D'où une tension totale au point d'entrée égale à :

$$T_{tot}^{ent} = T_{ent}^{st} - |T_{ent}^{dy}| = T_{ent}^{st} - (W + F_f) \left(1 - e^{\frac{-2C_{ch} \rho_{ch} t}{m_r}} \right) \quad (\text{III.34})$$

La tension minimale au point d'entrée est définie pour :

$$t = \frac{2L_{ch}}{C_{ch}} \quad (\text{III.35})$$

C'est à dire, quand l'onde élastique se propage jusqu'au tambour d'extrémité et se reflète au point d'entrée nous aurons :

$$T_{ent}^{\min} = T_{ent}^{st} - (W + F_f) \left(1 - e^{\frac{-2C_{ch} \rho_a}{m_r}} \right) \quad (\text{III.36})$$

Pour ce régime le patinage aura lieu lorsque :

$$\frac{T_{sort}}{T_{ent}} \leq e^{f_a} \quad (\text{III.37})$$

C'est pourquoi la force de freinage maximale admissible réduite à la circonférence du tambour moteur sera :

$$F_f = T_{ent}^{st} - \frac{T_{sort}}{e^{f_a}} - W \left(1 - e^{\frac{-2C_{ch} \rho_a}{m_r}} \right) \quad (\text{III.38})$$

III.3.3 Transmission de la charge par deux tambours moteurs

L'utilisation des transporteuses à bande avec deux tambours moteurs est très répandue dans les entreprises minières, mais leur exploitation nécessite beaucoup plus d'attention.

Il est donc nécessaire d'étudier la répartition de la charge entre les deux tambours, car une mauvaise répartition de cette dernière est à l'origine de beaucoup de défaillances dans le système de traction [27].

Ce problème doit être pris en considération, compte tenu des propriétés de la bande et de l'entraînement électrique.

Avant tout pour résoudre cette question, nous devons examiner le problème Petrov Joukovski [32].

Consacré au glissement élastique d'une bande sur un tambour (voir **figure III.8**).

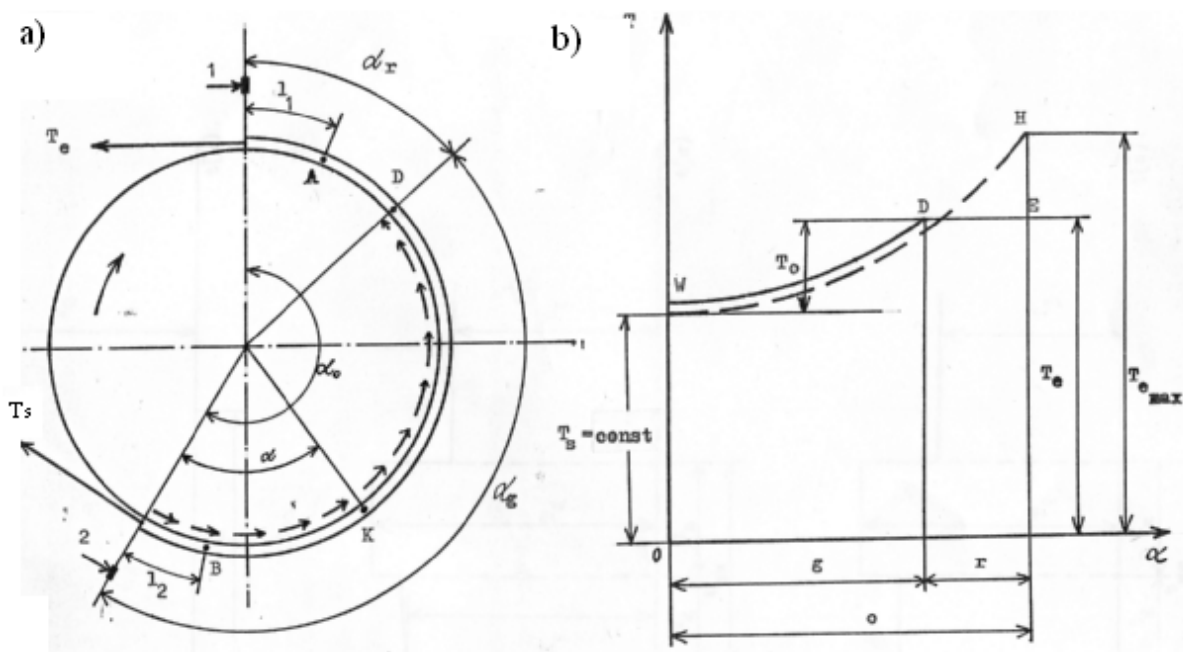


Fig. III. 8 Interaction de la bande sur le tambour moteur [32].

Avec la condition que le tambour est supposé sans revêtement, nous allons déterminer la vitesse le long de l'arc d'enroulement lors du régime moteur en l'absence du patinage de la bande. Soit la tension T_{sort} , constante, nous augmentons celle d'entrée jusqu'à la perte d'adhérence entre tambour et bande.

Considérons un point **K** sur la bande situé à α , la tension d'entrée en ce point d'après la formule d'Euler sera :

$$T_{\text{sorti}}^K = T_{\text{sorti}} e^{f\alpha} \quad (\text{III.39})$$

On suppose maintenant que la bande travaille sans patinage, on choisit arbitrairement sur la bande deux points **A** et **B**. On mesure la distance les séparant. Ainsi le point **A** est situé à une distance l_1 de l'entrée du tambour, le point **B** à l_2 de la sortie du tambour.

Il se trouve que $l_2 < l_1$ parce que la bande est élastique, et en passant par la zone des tensions plus basse, elle se rétrécit et en se raccourcissant la bande rampe sur le tambour (glissement élastique).

Donc pour un point **K** la formule (3.39) est valable sur ce, la tension de la bande suit la courbe **WDH** qui représente la distribution de la tension en fonction de l'angle d'enroulement $T = f(\alpha)$ (courbe en pointillé).

La tension **T** au point **D** (sur la courbe) est égale à la tension d'entrée admise et ne change pas (segment **DE**), l'angle correspondant αt est dit angle de repos, sur cet arc la force de traction n'est pas transmise, la bande est mobile par rapport au tambour.

Pour ce qui est de l'angle de glissement αg , la tension dans cet arc change et la bande glisse sur le tambour, ce qui permet la transmission de l'effort la traction [30].

L'augmentation de l'angle de glissement suit celle de la tension à l'entrée, et si à un moment donné l'angle $\alpha g = \alpha 0$ c'est le patinage de la bande qui commence.

L'angle de repos est situé toujours près du point d'entrée pour le régime moteur ainsi que pour celui de freinage.

Les temps de déplacement du segment AB (de la bande), de masse m , à travers les sections **1-1** et **2-2** seront :

$$t_1 = \frac{l_1}{V_1} \quad ; \quad t_2 = \frac{l_2}{V_2} \quad (\text{III.40})$$

Les débits massiques dans ces sections :

$$Q_1 = \frac{m}{t_1} \quad ; \quad Q_2 = \frac{m}{t_2} \quad (\text{III.41})$$

Etant donné que la bande est homogène, les débits massiques sont les mêmes :

$$t_1 = t_2 = \frac{l_1}{V_1} = \frac{l_2}{V_2} \quad (\text{III.42})$$

Tenant compte de l'allongement relatif de la bande on peut poser

$$l_1 = l_0 (1 + \varepsilon_1) \quad ; \quad l_2 = l_0 (1 + \varepsilon_2) \quad (\text{III.43})$$

Où l_0 : La longueur de la bande au repos (m)

ε_1 et ε_2 : Allongement relatif de la bande dans les sections (1-1) et (2-2).

Il en résulte que :

$$\frac{V_1}{1 + \varepsilon_1} = \frac{V_2}{1 + \varepsilon_2} \quad (\text{III.44})$$

D'où il convient que plus l'allongement n'est grand plus la vitesse est grande.

$$\varepsilon = \frac{T}{T_b} \quad (\text{III.45})$$

Où T_b : est la rigidité de la bande (daN)

Autrement dit la tension à $\varepsilon = 1$, quand elle est égale au module d'élasticité dynamique (daN)/cm avec T tension appliquée à la bande (daN)

➤ Pour les bandes à tissu : $T_b = 100 B i E \quad (\text{III.46})$

Où **B** : La largeur de la bande (m)

i : Le nombre de plis de la bande.

E : Module d'élasticité relatif à la longueur de la bande

➤ Pour les bandes à fils d'acier : $T_b = N_c (\pi d^2) N_f E$ (III.47)

Où **N_c** : Nombre de câbles dans la bande.

d : Diamètre du fil d'acier dans un câble (mm)

N_f : Nombre de fils d'acier dans un câble. Pour ce cas on prend

E = 5,8 .10² daN/mm².

C'est le module d'élasticité par rapport à l'unité de surface de la section (daN/mm²) Des formules (3.40 et 3.41) on tire :

$$V_2 = V_1 \left(\frac{1 + \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1} \right) \cong V_1 [(1 + \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_1)] = V_1 (1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1) = V_1 [1 - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)]$$

(III.48)

$$V_2 = V_1 \left(1 - \frac{T_1 - T_2}{T_3} \right)$$

C'est à dire la différence des vitesses dans les sections (1-1) et (2-2) dépend de celle des tensions.

Maintenant on pose le problème de la répartition de la charge entre deux tambours moteurs dans la commande à moteurs indépendants.

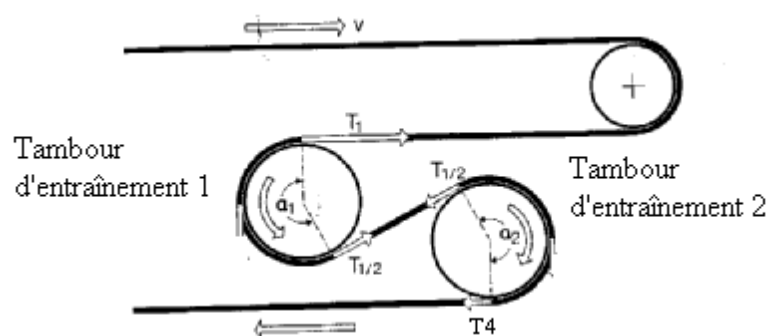


Fig. III. 9 Répartition de la charge entre deux tambours [29].

On a : $T_t = T_1 - T_4$ (III.49)

Où T_t : la force de traction de toute la commande (daN) Il est à déterminer σ_1 et σ_2 respectivement les parts, du premier et du deuxième tambour dans la transmission de l'effort total (T_t) lors du régime stable, sans patinage.

$$\sigma_1 = \frac{T_{t1}}{T_t} \quad \sigma_2 = \frac{T_{t2}}{T_t} \quad (\text{III.50})$$

Où T_{t1} et T_{t2} : Les efforts de traction du premier et deuxième tambour (daN) On transforme la caractéristique mécanique du moteur à celle de traction de l'entraînement.

C'est à dire en fonction de la vitesse circulaire et la force de traction transmise.

Nous avons la vitesse de la bande (V_s) correspondant à la vitesse de rotation synchrone du moteur (n_s).

$$V_s = \frac{\pi r n_s}{30 i} \quad (\text{III.51})$$

Dans ce cas la vitesse nominale de la bande sera :

$$V_{\text{nom}} = V_s (1 - S_{\text{nom}}) \quad (\text{III.52})$$

Ainsi la force de traction nominale du tambour sera :

$$T_{\text{nom}} = \frac{M_{\text{nom}} i \eta}{r} \quad (\text{III.53})$$

Où η : le rendement total de la commande.

La vitesse synchrone V_s définit le point C de la caractéristique mécanique du moteur, V_{nom} et T_{nom} définissent le point D de cette dernière. La droite CD obtenue donne la partie de travail de la caractéristique de traction **figure. III.10.a**

Suivant les paramètres des deux tambours on construit leurs caractéristiques de traction (figure.III.10.a) qui sont généralement différentes ($V_{S1} \neq V_{S2}$)

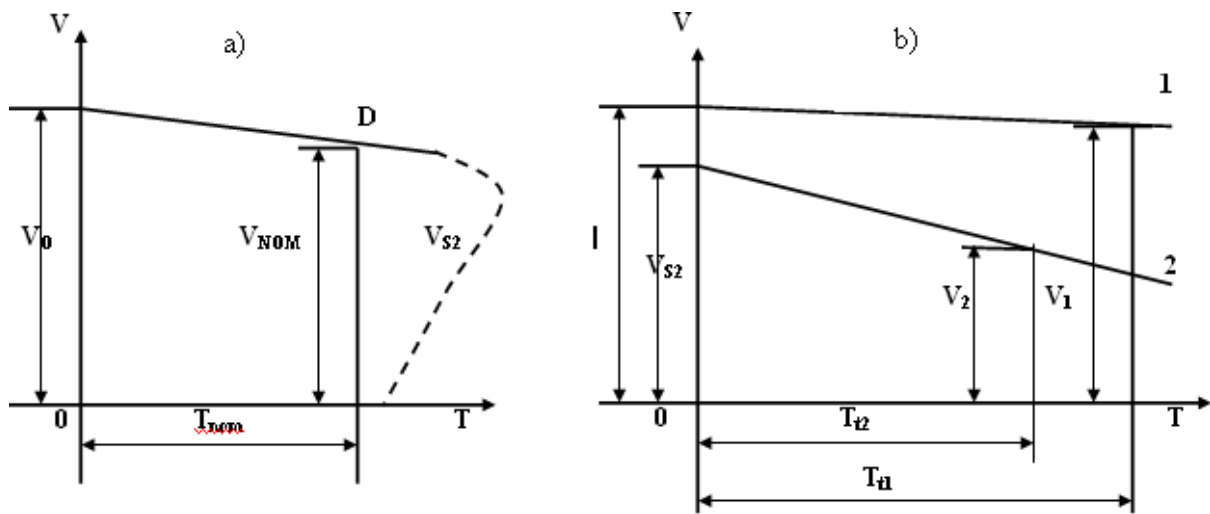


Fig. III. 10 (a) Caractéristique électromécanique du moteur

(b) caractéristiques calculées des moteurs entraînants [29].

Pour résoudre ce problème, on choisit une valeur quelconque de T_t .

De la caractéristique du premier tambour, on trouve sa vitesse circulaire V_1 , la vitesse de la bande au point 1, égale à celle du tambour V_1 en vertu de l'arc de repos.

La vitesse circulaire au point 2 d'après (III.51) :

$$V_2 = V_1 \left(1 - \frac{T_{t1}}{T_{t2}} \right) \quad (III.54)$$

Il est évident que $V_3 = V_2$ et au point d'entrée sur le deuxième tambour, il y'a un arc de repos.

La vitesse circulaire de ce dernier est égale à V_2 sachant cette vitesse on trouve la valeur de T_{t2} .

La condition principale de la commande à deux tambours moteurs indépendants soit que :

$$T_{t1} + T_{t2} = T_t \quad (III.55)$$

Par la voie graphique on trouve T_{t1} et T_{t2} qui répond à cette condition, et le problème est résolu. D'autre coté le problème peut être résolu d'une manière analytique d'après [32].

Ainsi la part du deuxième tambour sera :

$$\sigma_2 = \frac{[(S_{nom1} / T_{nom}) + (1 / T_b)] + [(V_{s2} - V_{s1}) / (V_{s2} T_t)]}{[(S_{nom1} / T_{nom}) + (1 / T_b)] + [(S_{nom} / T_{nom})]} \quad (III.56)$$

Avec :

$$\sigma_1 = 1 - \sigma_2$$

On peut déduire de cette expression que σ_2 dépend de la caractéristique mécanique des moteurs (S_{nom} et M_{nom}), de la rigidité de la bande (T_b), de la différence des rayons des tambours ou des rapports de réduction des réducteurs et de l'effort de traction total si les vitesses V_{s1} et V_{s2} sont différentes.

Par contre, elle ne dépend ni des angles d'enroulement, ni des coefficients de frottement, Ce qui est logique parce que la charge du moteur est déterminée par sa caractéristique mécanique sur laquelle n'influe aucun des facteurs déjà cités.

III.4 Modélisation et simulation du processus de démarrage

III.4.1 Introduction

Dans ce paragraphe, nous exposons une méthode de contrôle adaptative du **processus** de démarrage des transporteuses à bande basée sur l'estimation et la distribution des forces de frottement et par la même la localisation des zones de réserves d'adhérences des transporteuses à bande [33].

La distribution de la force de frottement est modélisée par la continuité et la dérivation des fonctions mathématiques.

L'essentiel de ce travail consiste en la comparaison entre la méthode mathématique et la synthèse des résultats expérimentaux réalisés en laboratoire.

La présence des défauts mécaniques dans les transporteuses à bande et la complexité du mécanisme électromécanique en question rendent difficile le contrôle du système de régulation en boucle fermé.

Le phénomène prédominant dans ce type de mécanisme reste le patinage entre bande et le tambour moteur surtout pendant le processus transitoire, ce dernier influe négativement sur la transmission de l'effort à l'organe de travail, et participe à l'usure accélérée de ce dernier.

Le glissement dans la transporteuse à bande génère une différence de vitesse entre les éléments en contact (bande- tambour), Pendant le processus transitoire l'évolution de la totalité de la force de frottement varie en fonction de la vitesse le contrôle du glissement permet de réduire l'effet patinage, cette tâche peut être concrétisée soit par des solutions mécaniques ou un contrôle asservi assuré par un système de régulation automatique [34].

Les solutions mécaniques restent à notre avis trop coûteuses et leurs retombées sont tributaires de plusieurs paramètres liés aux conditions d'exploitations de ce type de mécanismes ; quant à celle du contrôle elle consiste à minimiser l'effet du patinage en utilisant une loi de contrôle qui tient compte de la zone des réserves d'adhérence.

Quelques travaux ont été réalisés dans le but d'améliorer les performances de ces installations entre autres qui présente une théorie selon laquelle l'exploitation des transporteuses à bande est caractérisée par des zones de fonctionnement dépendantes de la topographie du site d'exploitation et de la mécanique de la transmission de l'effort à la bande, zone à réserves garanties, zone où les capacités de traction sont consommées, et en fin celle où il y a de fortes possibilités de patinage) [32].

La zone de fonctionnement ainsi obtenue est limitée par l'angle d'inclinaison de l'installation et en plus ceci n'exclut pas le risque de patinage en régime transitoire [35].

Les solutions mécaniques proposées par, basées sur l'installation de tendeurs, amélioration de la qualité du garnissage du tambour moteur, amélioration de l'angle d'enroulement de la bande sur les tambours moteurs n'apportent pas toujours des solutions aux processus transitoires.

De l'analyse dynamique du mécanisme nous pouvons adopter une stratégie de contrôle pour la réduction de l'effet du patinage afin d'améliorer le coefficient de frottement, les performances de fonctionnement des transporteuses à bande pendant les différents régimes. Pour ce faire, nous avons installé un banc d'essai en laboratoire pour mettre en évidence les différents paramètres caractérisant le processus transitoire (Vitesse de la bande, Vitesse du tambour moteur, charge de la transporteuse à bande) [36].

En janvier 2008, Lafarge acquiert l'activité cimentière du groupe égyptien Orascom (Orascom Building Materials Holding S.A.E), qui lui apporte une position de leader au Moyen-Orient et en Afrique.

Lafarge Algérie est le 2ème producteur de matériaux de construction à travers ses activités « ciment, granulats, béton et plâtre », Lafarge Algérie possède 2 cimenteries) M'sila et Oggaz) avec une capacité totale de production de 8,6 MT/an et gère en partenariat avec le GICA, la cimenterie de Meftah 1 MT/an. Une nouvelle cimenterie en partenariat à Biskra [37].

La transporteuse à bande de la cimenterie Lafarge de Hammam Dalaa est installée pour transporter le calcaire et l'argile à partir de deux gisements, le Processus de fabrication du ciment se produit par les étapes suivant [38].

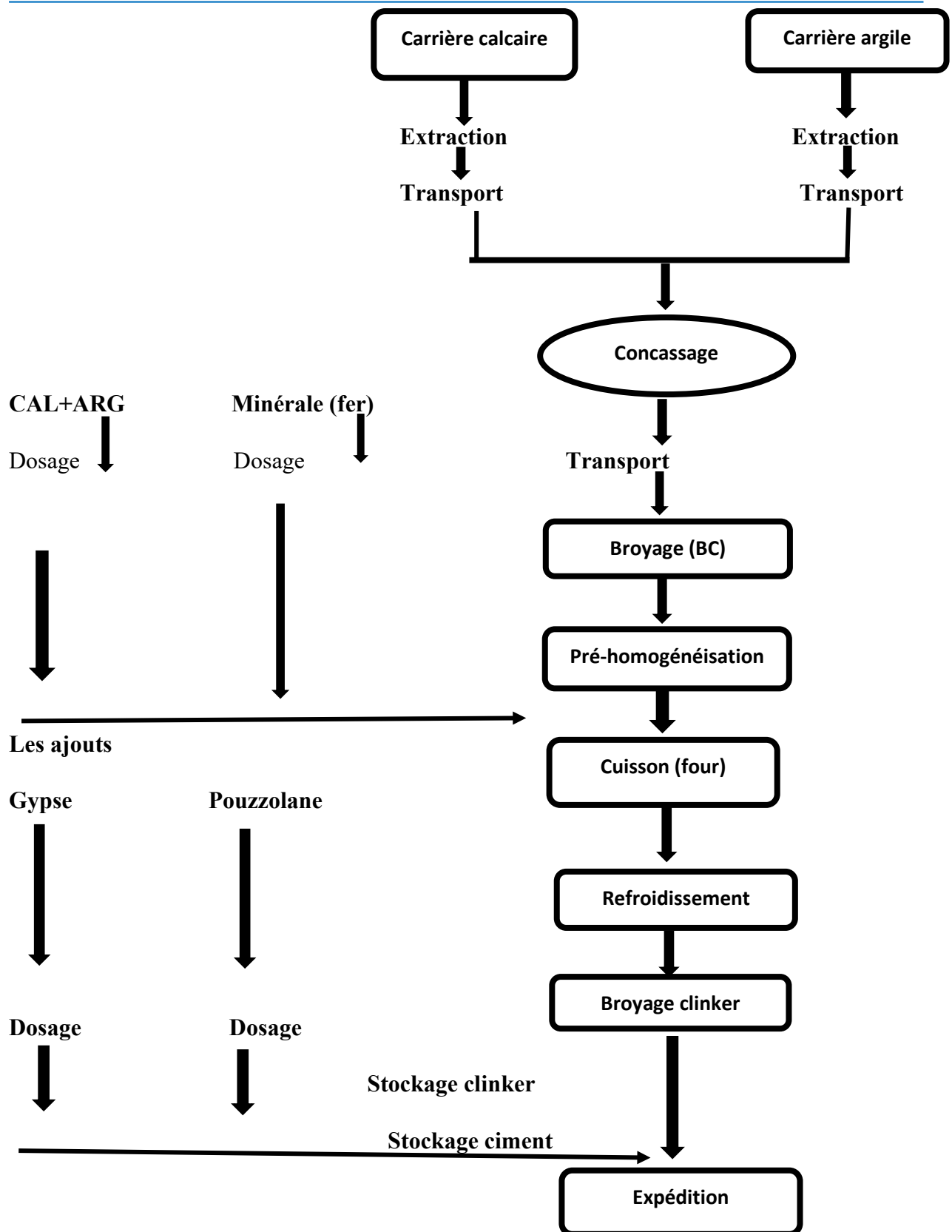


Fig. III. 11 Schéma de fabrication du ciment [38].

L'essai à vide de la machine avec le moteur à courant continu nous a permis d'enregistrer simultanément à l'aide de capteurs ; la vitesse de déplacement de la bande, la vitesse de rotation du tambour moteur et le courant consommé par le moteur (charge).

Les courbes ainsi obtenues à accélération variable ($\delta = \delta_{\min}$, $\delta = \delta_{\text{moy}}$, $\delta = \delta_{\max}$) nous ont permis de faire un bilan dynamique de la transporteuse à bande dans lequel on détermine la force du frottement en fonction du glissement.

Le traitement et la lecture des résultats des expériences a permis de tracer les courbes $F = f(G)$.

Dans ce cas l'équation de la force de frottement calculée sera :

$$F = c - f_m W_{\text{tam}} - \delta_{\text{moteur}} J_{\text{moteur}} - \delta_b J_{\text{tam}} + b_{\text{an}} \quad (\text{III.57})$$

Où J_b , J_m , f_m : sont successivement les moments d'inerties et le frottement visqueux du moteur et de la partie bande-tambour. Ω_m , Ω_b , θ_m , θ_b : Sont successivement les accélérations, les vitesses angulaires et les positions du moteur et de la bande. C : c'est le moment de rotation.

III.4.2 Description du banc d'essai

➤ Modélisation dynamique

Dans cette section nous présentons un schéma simplifié du système électromécanique en question.

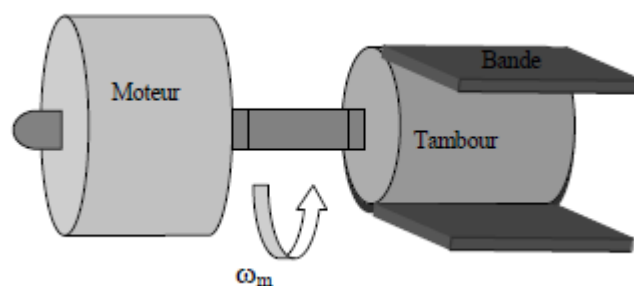
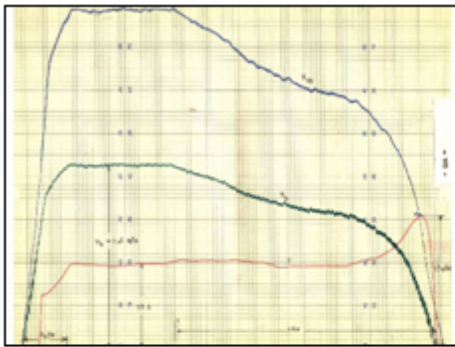
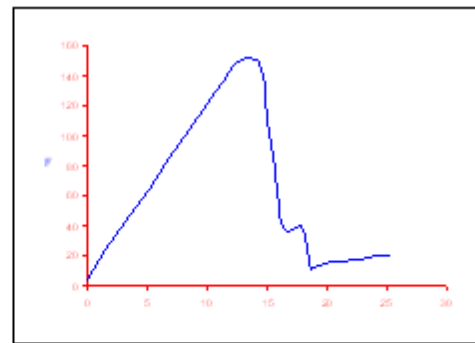


Fig. III. 12 Schéma simplifié de l'ensemble transporteuse à bande

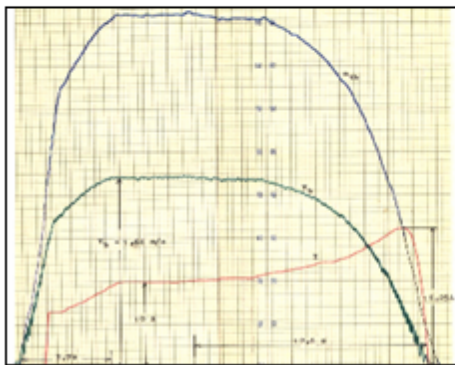
Pour un démarrage accéléré
Minimal $\delta = \delta_{\min}$ (rd.s⁻²)



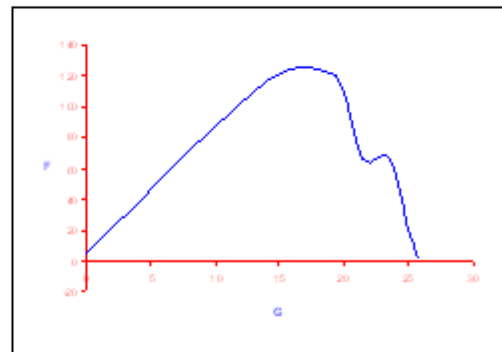
Variation de la force du frottement en fonction du glissement



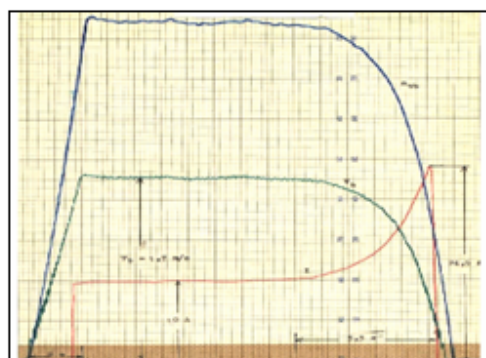
Pour un démarrage accéléré
Moyenne $\delta = \delta_{\text{moy}}$ (rd.s⁻²)



Variation de la force du frottement en fonction du glissement



Pour un démarrage accéléré
Maximal $\delta = \delta_{\max}$ (rd.s⁻²)



Variation de la force du frottement en fonction du glissement

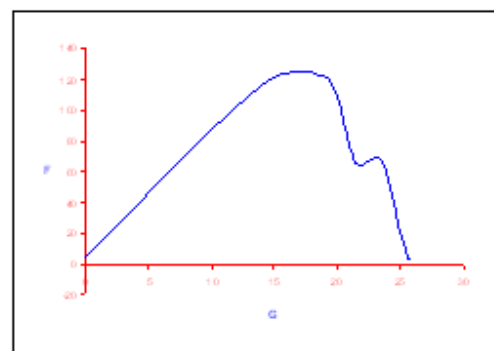


Fig. III. 13 a, b, c -Enregistrement expérimental des paramètres de démarrage a', b', c'

- Variation des forces de frottement correspondantes

Les parties tournantes sont entraînées par un moteur à courant continu qui délivre un moment de rotation de masse relativement important. Sur la partie du réducteur, la constante de la réduction est d'environ l'unité.

Dans cette étude on considère que le l'arbre du moteur est lié directement au tambour moteur. C'est à dire, il s'agit essentiellement de l'étude détaillée du modèle de la force de frottement entre la bande en mouvement avec le tambour moteur.

Selon les résultats d'expérience sur le comportement de la force de frottement avec les différentes accélérations ; on constate l'existence de deux zones de fonctionnement :

- Zone à adhérence croissante et zone à glissement important. Il est par conséquent souhaitable, à partir de ce modèle d'arrêter une stratégie de contrôle pour faire la Synthèse d'une régulation adaptée au régime de fonctionnement donné ; Ou l'intérêt principal est la réduction de l'effet du glissement et l'amélioration des performances de la transmission [30].

-

➤ Modélisation de la force de frottement

Le modèle mécanique du système est décrit selon la forme suivante.

$$C = \frac{d\Omega_m}{dt} + \Omega_m f_m + k(\theta_m - \theta) \quad (\text{III.58})$$

$$F + J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = k(\theta_m - \theta) \quad (\text{III.59})$$

Ou J_b J_m f_m : sont successivement les moments d'inerties et le frottement visqueux du moteur et de la partie bande-tambour.

Ω_m Ω_b $\dot{\Omega}_m$ $\dot{\Omega}_b$ θ_m θ_b : Sont successivement les accélérations, les vitesses angulaires et les positions du moteur et de la bande.

C : Le moment de rotation décrit dans (III.58)

F : La force du frottement total du model mécanique. Maintenant l'équation (3.58) pourrait être exprimée par l'expression suivante :

$$C = F + \frac{d\Omega_b}{dt} + \Omega_m f_m + J_b \frac{d\Omega}{dt} \quad (\text{III.60})$$

Laissez nous mettre

$$\zeta_s = \Omega_{bd} - \Omega_b$$

$$\zeta_e = \Omega_{md} - \Omega_m$$

$$C_r = k (\theta_m - N\theta_b)$$

Où Ω_{bd} et Ω_{md} sont successivement la vitesse de la bande, du moteur désiré et N représente la constante de réduction [31].

➤ **Simulation numérique**

- ❖ Calcul de La vitesse du moteur

$$C - C_r = \frac{d\Omega_m}{dt} + \Omega_m f_m$$

$$C(P) - C_r = J_m P \Omega_m(P) + \Omega_m(P) f_m$$

$$C(P) - C_r = \Omega_m(P) [J_m P + f_m]$$

$$\Omega_m(P) = \frac{C(P) - C_r(P)}{[J_m P + f_m]}$$

$$\Omega_m(P) = \frac{1}{P} \theta_m(P)$$

$$\theta_m(P) = P \Omega_m(P)$$

- ❖ Calcul du couple résistant

$$C_r = k (\theta_m - \theta_b)$$

$$C_r(P) = k (\theta_m - \theta_b)$$

- ❖ Calcul de La vitesse de la bande

$$F + J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = C_r$$

$$J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = C_r - F$$

$$J_b P \Omega_b(P) = C_r(P) - F(P)$$

$$\Omega_m(P) = \frac{C_r(P) - F(P)}{J P}$$

$$\Omega_b(P) = \frac{1}{P} \theta_b(P) \quad \theta_b(P) = P \Omega_b(P)$$

- ❖ Calcul de la vitesse moyenne désiré du moteur

$$\Omega_{md} = k_p (\Omega_{bd} - \Omega_b) + k_d (\Omega_{bd} - \Omega_b) + k_I \int (\Omega_{bd} - \Omega_b)$$

- ❖ La force de frottement totale

$$F + J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = C_r$$

$$F = C_r - J_b \frac{d\Omega_b}{dt}$$

$$F(P) = C_r(P) - J_b P \Omega_b(P)$$

- ❖ Calcul du couple du moteur

$$C = k_p (\Omega_{md} - \Omega_m) + k_d (\Omega_{md} - \Omega_m) + k_I \int (\Omega_{md} - \Omega_m)$$

- ❖ Caractéristiques du model de simulation

Tableau III. 1 Caractéristiques du model de simulation

Paramètres du contrôle		Paramètres du système	
K_{P1}	1	J_b	75,48
K_{P1}	10	J_m	0,055
K_{D1}	0,01	J_t	0.48
K_{D2}	10	f_m	0,024
K_{I1}	0,01	K	1
K_{I2}	0,5	N	1

➤ Résultats de la simulation

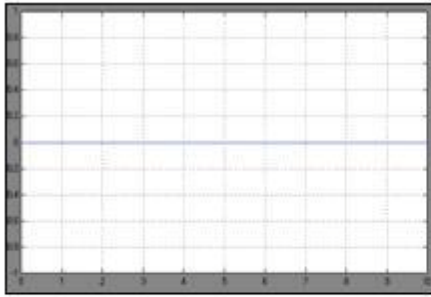


Fig.1. Variation de la force de frottement pour : $V_{bande} = 0 \text{ rd/s}$

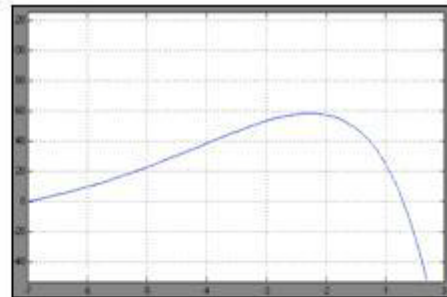


Fig. 3. Variation de la force de frottement pour : $V_{bande} = 9,56 \text{ rd/s}$

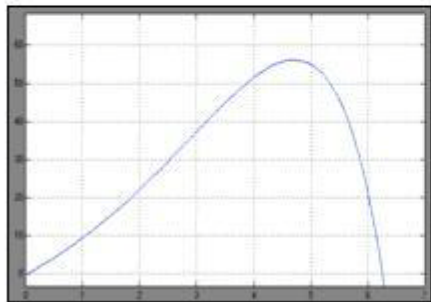


Fig. 2 Variation de la force de frottement pour : $V_{bande} = 9,27 \text{ rd/s}$

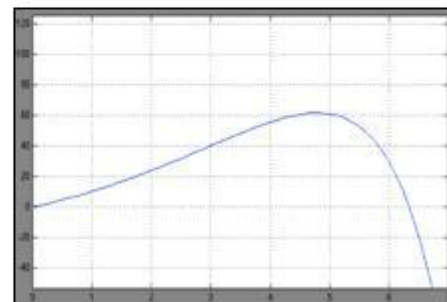


Fig.4. Variation de la force de frottement pour : $V_{bande} = 9,85 \text{ rd/s}$

Fig. III. 14 Simulation de la force de frottement

III.5 Conclusion

Ce chapitre étudie particulièrement le problème de l'action des forces dynamiques sur les processus non stationnaires des transporteuses à bande (mise en vitesse et freinage).

Pour les transporteurs de grandes distances ; le processus dynamique, lors des régimes transitoires est d'une importance capitale. Il agit directement sur le facteur de traction réel par l'intermédiaire de la tension à l'entrée de la bande transporteuse.

Malgré la limitation des forces dynamiques au démarrage, le risque de patinage n'est pas écarté, c'est dans ce sens que nous avons abordé le calcul de l'effort de tension qui dépend à son tour des propriétés élastiques de la bande.

De l'équation générale qui considère les caractéristiques de l'organe de traction (élasticité, densité) nous avons déterminé les vitesses de décalage et les forces dynamiques à l'entrée, et à la sortie de la bande pour les régimes transitoires, dans lesquels on introduit l'influence du type de tendeur, qui limite à son tour le temps de propagation de l'onde élastique, et par conséquent nous avons la limitation des forces dynamiques.

Partir de la théorie Petrov Joukovski consacrée au glissement d'une bande élastique sur un tambour (issue de celle de l'académicien Euler) nous avons obtenu la liaison entre les vitesses de la bande à l'entrée et à la sortie en fonction des tensions correspondantes.

Ce qui nous a permis de déterminer les parts de la transmission de l'effort total pour chaque tambour, lorsqu'il s'agit de l'entraînement à deux tambours moteurs.

Les expériences réalisées en laboratoire nous ont permis de faire un enregistrement simultané des grandeurs essentielles (vitesse de la bande, vitesse de rotation du tambour moteur et la charge) ; à l'étude dynamique de la transporteuse à bande ce qui possible l'analyse du comportement de la force de frottement pendant les différentes accélérations.

L'allure de la force de frottement en fonction du glissement reste la même et présente deux zones de fonctionnement distincts (zone d'adhérence et zone de glissement). A partir de l'installation expérimentale nous avons modélisé d'où nous retiendrons une continuité dans la variation de la force de frottement.

En imposant une valeur de consigne de la vitesse de la bande et avec les caractéristiques du modèle de simulation (voir tableau) ; nous observons une suite du signal de l'évolution de la force de frottement en fonction de la valeur relative du glissement.

Au cours du processus transitoire l'évolution de la totalité de la force de frottement varie avec la vitesse sauf dans le cas du frottement sec basse vitesse les équipements mécaniques (tambour - bande) possède une variation linéaire du frottement visqueux dont l'adhérence passe par un maximum pour des glissements faibles ; ensuite décroît à nouveau pour atteindre l'adhérence effective disponible au niveau du contact.

Dans la première partie de la courbe l'adhérence ou les réserves de traction sont garanties ; par contre dans la deuxième partie appelée zone de glissement il existe une possibilité accrue de développer un patinage.

Chapitre IV

Approche de la maintenance de la transporteuse à bande

IV.1 Introduction

Les entreprises sont de plus en plus sensibilisées à l'importance des coûts induits par les défaillances accidentelles des systèmes de production.

Alors que la maintenance, jusqu'à très récemment, était considérée comme un centre de coûts, nous sommes de plus en plus conscients qu'elle peut contribuer d'une manière significative à la performance globale de l'entreprise.

La complexité des mécanismes, la dégradation des équipements a fait en sorte que la durée de vie de ces derniers a toujours été traitée comme une variable aléatoire, cet état de fait a incité plusieurs entreprises à adopter des approches plutôt réactives, n'étant pas en mesure de justifier économiquement les avantages que peut procurer la mise en place d'une maintenance préventive.

L'absence de données fiables et d'outils efficaces de traitement de ces données a réduit la fonction maintenance à des tâches de dépannage, et par le fait même, à une fonction dont les coûts ne cessent d'augmenter et dont la contribution à la performance de l'entreprise n'est pas évidente.

Les responsables des services de maintenance dans les entreprises ne sont pas toujours en mesure de défendre rigoureusement leur budget et encore moins leur contribution à l'efficacité des moyens de production, en plus de ces lacunes, les petites et moyennes entreprises manquent souvent de ressources pour mettre en place des systèmes efficaces de gestion de la maintenance [44].

Dans ce chapitre, nous rappellerons certains concepts de fiabilité et de maintenance, non seulement pour introduire certaines définitions, mais également pour mettre en évidence l'ampleur de l'effort nécessaire pour mettre en place un système de maintenance adéquat des bandes transporteuses.

Nous introduirons les concepts de durée de vie, de défaillance, de taux de panne et de durée de vie moyenne.

Nous proposerons également une démarche qui, à partir de données disponibles, génère la loi de dégradation des bandes transporteuses.

Ce travail vise essentiellement à démontrer que la durée de vie de la bande est une variable aléatoire et que ses caractéristiques se dégradent avec l'usage.

Seules les actions de maintenance peuvent la maintenir ou la rétablir dans des conditions normales d'exploitation. Enfin nous introduisons les concepts de maintenabilité et les différents types de maintenance, ces définitions sont particulièrement importantes pour uniformiser le discours [40].

Pour mieux saisir l'ampleur du projet de mise en place d'un système de maintenance, nous passerons en revue les principales fonctions qui doivent être assurées par un service de maintenance et les interactions entre la fonction maintenance et les autres fonctions de l'entreprise [41].

L'utilisation des nouvelles approches contemporaines dans l'organisation de la maintenance est indispensable à la formation des directives nécessaire pour parfaire l'exploitation des bandes transporteuses et augmenter leur durée de vie.

Ces objectifs concernent en général la fiabilité des transporteurs à bandes, plus que l'assurance et le bon fonctionnement de l'outil de production, le service maintenance comporte une structure parfaitement organisée qui permet d'optimiser au maximum la production et donc d'en réduire les coûts [42].

IV.2 Notion de fiabilité

Un système peut être défini comme un ensemble de composants interdépendants, conçus pour réaliser une fonction donnée, dans des conditions données et dans un intervalle de temps donné.

Pour chaque système, il importe de définir clairement les éléments qui le caractérisent, à savoir : la fonction, la structure, les conditions de fonctionnement, les conditions d'exploitation et l'environnement dans lequel il est appelé à opérer.

La fiabilité d'un système s'exprime par la probabilité que ce dispositif accomplisse une fonction requise dans des conditions d'utilisation et pour une période de temps déterminée [41].

C'est donc une grandeur comprise entre 0 et 1.

Nous la désignons, dans ce qui suit par $R(t)$ où t désigne la durée de la mission.

$$R(t) = P \{ \text{durée de vie du système} > t \} \quad (\text{IV.1})$$

Rappelons que la durée de vie d'un système est une mesure de la quantité de service rendu. Selon le système étudié, elle s'exprime en termes de temps, de kilomètres, d'heures de fonctionnement ou autre.

Le fait que la défaillance d'un système puisse survenir à n'importe quel moment ceci amène à considérer cette grandeur comme une variable aléatoire à laquelle nous pouvons associer une fonction de densité $f(t)$.

Il importe de rappeler que $f(t).dt$ est la probabilité que la durée de vie d'un système soit comprise entre t et $t + dt$, ou encore la probabilité qu'il tombe en panne entre t et $t + dt$.

$$F(t).dt = P \{ t < \text{de durée du système vie} < dt+t \} \quad (\text{IV.2})$$

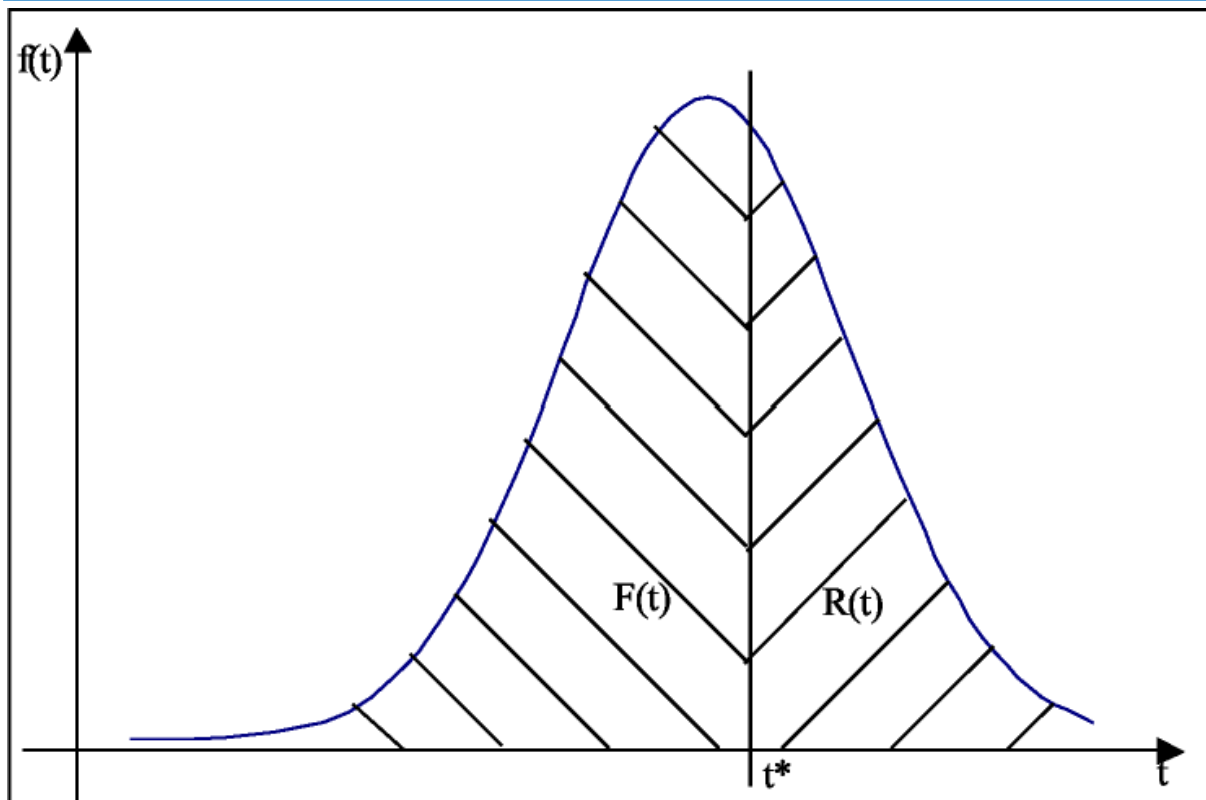


Fig. IV. 1 La fonction densité de durée de vie [2].

$$\int_0^{+\infty} f(t) dt = 1 \quad (\text{IV.3})$$

Il est souvent difficile de caractériser la défaillance d'un système.

Nous convenons dans ce qui suit qu'un système est considéré défaillant ou hors d'usage s'il n'est pas en mesure de réaliser la fonction pour laquelle il a été conçu.

Pour certains systèmes, nous parlons de défaillance lorsque les grandeurs caractéristiques évoluent en dehors de certaines limites de fonctionnement établies auparavant.

Cette seconde définition sera exploitée lorsque nous introduisons les concepts de maintenance conditionnelle. Nous désignons par $F(t)$, la fonction de répartition ou la fonction de distribution associée aux durées de vie. $F(t)$ peut s'interpréter comme la probabilité que la durée de vie du composant soit supérieure ou égale à t [42].

$$F(t) = P \{ \text{durée de vie du système} \leq t \} \quad (\text{IV.4})$$

Nous supposons qu'en tout temps, le système est soit «en opération» ou «hors d'usage», il s'ensuit que :

$$\forall t > 0 \quad R(t) + F(t) = 1 \quad (\text{IV.5})$$

De par la définition de la fonction densité $f(t)$ et en se basant sur les concepts de base de probabilité, nous avons :

$$R(t) = \int_t^{\infty} f(x) dx \quad (\text{IV.6})$$

$$F(t) = \int_0^t f(x) dx \quad (\text{IV.7})$$

De même :

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} \quad (\text{IV.8}) \quad \text{Ou bien} \quad f(t) = \frac{dR(t)}{dt} \quad (\text{IV.9})$$

La défaillance d'un équipement peut être caractérisée par un taux appelé taux de panne.

Ce taux est aussi appelé taux de défaillance, taux de hasard ou taux de mortalité.

Il est défini comme étant la probabilité conditionnelle que l'équipement tombe en panne entre l'instant t et $(t + \Delta t)$ sachant qu'il a survécu jusqu'à l'instant t .

Il peut aussi être défini comme la proportion de composants ayant survécu jusqu'à l'instant t . Il représente également la vitesse d'arrivée de la panne [35].

$$\lambda(t) = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t)\Delta t} \quad (\text{IV.10})$$

$N(t)$: Nombre de composants ayant survécu jusqu'à l'instant t ($t + \Delta t$):

Nombre de composants ayant survécu jusqu'à l'instant $(t + \Delta t)$ Si nous représentons le taux de panne en fonction du temps, nous obtenons une courbe appelée « en baignoire » qui est divisée en 3 parties (**figure. IV.2**) : la première est appelée période de mortalité infantile ou le taux de panne

est en décroissance ce qui correspond aussi au rodage ; la deuxième partie n'est autre que la durée de vie utile :

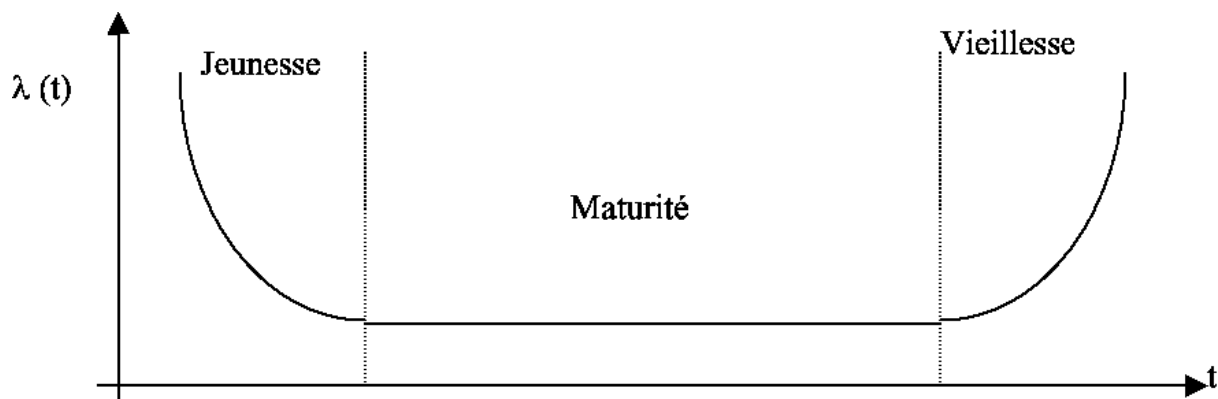


Fig. IV. 2 Courbe en baignoires. [2].

C'est la zone où le taux de panne est constant ; la dernière partie est appelée le vieillissement ou l'usure : en atteignant cet âge, le composant commence à vieillir et le taux de panne augmente en fonction du temps.

Il importe de rappeler que la fiabilité est une fonction décroissante de l'usage fait de l'équipement. Elle est reliée au taux de panne $\lambda(t)$ par la relation suivante [44] :

$$R(t) = \exp\left(-\int_0^t \lambda(x) dx\right) \quad (\text{IV.11})$$

Où t est la durée de la mission considérée.

La vie utile d'un composant comporte des cycles de fonctionnement. Au cours d'un cycle, l'état du composant passe de l'état en fonction à l'état hors d'usage **figure. IV.2**. Après analyse du cycle, on remarque qu'il est composé de la moyenne du temps de bon fonctionnement (MTBF) [2].

Cette moyenne est définie comme la durée moyenne de bon fonctionnement du composant (**figure. IV.3**).

L'expression du MTBF est donnée par l'équation **IV.12**.

La moyenne de temps de bon fonctionnement comporte la MUT (Mean Up Time) qui est la moyenne de temps de fonctionnement et la MDT (Mean Down Time) qui est la moyenne de temps de panne.

Cette dernière est composée de la moyenne de temps technique de réparation (MTTR) qui est la durée moyenne de réparation du composant sur un horizon de temps T (**figure IV.3**) et une fraction de temps nécessaire à la détection de la panne et à la remise en route du composant [45].

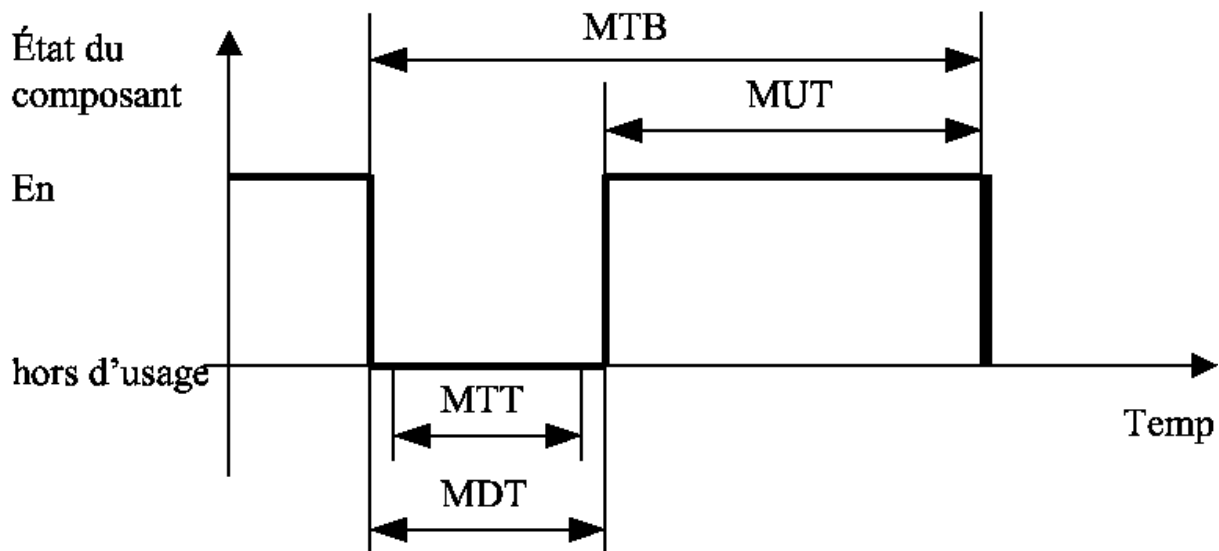


Fig. IV. 3 Cycles de fonctionnement [2].

La durée moyenne entre deux défaillances (MTBF) correspond à l'espérance mathématique de la variable aléatoire T .

Son expression est donnée par l'équation :

$$MTBF = \int_0^{+\infty} R(t)dt \quad (IV.12)$$

Il résulte de ces définitions que la grandeur qui caractérise au même titre la fiabilité est la disponibilité. Elle est définie comme la probabilité de bon fonctionnement d'un dispositif à l'instant t .

Augmenter la disponibilité d'un matériel consiste à diminuer le nombre de ses arrêts et à réduire le temps nécessaire pour résoudre les causes de ceux-ci.

Ainsi, la disponibilité, notée D , est donnée par l'équation IV.13 [44].

$$D = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \quad (IV.13)$$

D'un point de vue pratique, la figure IV.4 présente un schéma global de détermination des caractéristiques de la fiabilité opérationnelle d'un composant à partir d'une banque de données, de l'historique des pannes ou du retour des expériences.

Ces données nous permettent de déterminer la durée de vie observée et de déduire les différentes caractéristiques telles que le taux de panne, la fiabilité, la défaillance, etc. [46].

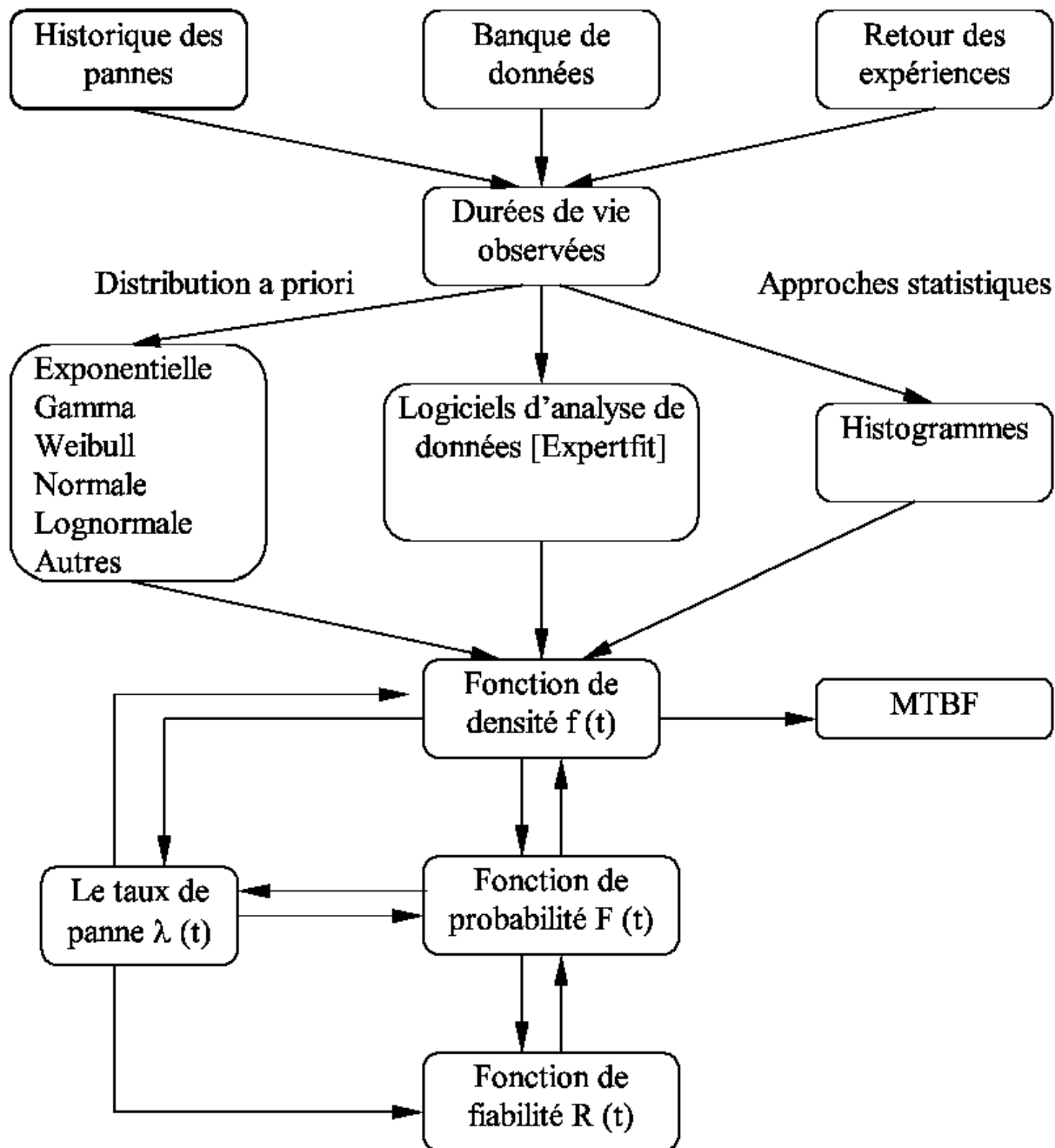


Fig. IV. 4 Schéma global de la détermination expérimentale de la fiabilité [45].

Pour mettre en place une politique de maintenance adéquate, il est important de comprendre les phénomènes de défaillance et de dégradation des composants.

Il existe deux types de défaillances : la défaillance catalectique complète et soudaine et la défaillance par dérive. Cette dernière est due à un phénomène d'usure que nous proposons de l'appliquer aux bandes transporteuses [45].

La norme définit la défaillance comme une altération ou une cessation d'un bien à accomplir une fonction requise [45].

L'analyse de la défaillance est faite non seulement dans le but de réparer ou de dépanner, mais également de chercher à éviter réapparition du défaut.

Une expertise doit permettre, à l'issue d'une défaillance d'un équipement, de déterminer les causes qui peuvent être soit un processus intrinsèque ou une imputation externe (accident ou mauvaise utilisation) [45].

Elle doit aussi permettre d'identifier la nature de la défaillance, de la détecter, d'en déduire les conséquences, d'en déterminer l'amplitude et finalement, de comprendre le processus de manifestation qui est caractérisé par la vitesse de propagation ou le caractère. Les principaux modes de défaillances sont :

- Présence de défauts préexistants dans les pièces en service. Il apparaît suite à un défaut soit lors de l'élaboration de la matière, soit lors de l'élaboration de la pièce finie, ou lors du montage.
- Apparition de défaillances mécaniques pendant le fonctionnement. Elles apparaissent suite à un choc, à une surcharge, à une fatigue mécanique ou thermique, à un fluage, à l'usure, à l'abrasion, à l'érosion ou à la corrosion.
- Les défaillances d'origine électriques : Elles apparaissent suite à la rupture d'une liaison électrique, au collage, à l'usure de contact ou au claquage d'un composant.

Pour remédier à ces défaillances, les concepts de maintenance et de maintenabilité ont vu le jour. Comme le mentionne [45].

IV.3 La maintenabilité et la maintenance

IV.3.1 Les critères de maintenabilité

Les normes NF X 60-300 et X 60-301 spécifient cinq types de critères de maintenabilité. Le premier critère est relatif à la surveillance de la maintenance préventive.

Il est important de connaître à ce niveau l'accessibilité de la composante, sa démontrabilité et son interchangeabilité.

Le deuxième est relatif à la maintenance corrective, plus particulièrement, le temps de recherche de panne ou de défaillance et le temps de diagnostic.

Le troisième critère est relatif à l'organisation de la maintenance, pris en compte par la périodicité du préventif, le regroupement à des périodes identiques, l'homogénéité de la fiabilité des composants, la présence d'indicateurs et de compteurs et la complexité des interventions la qualité de la documentation technique.

Celui-ci comporte, la disponibilité de la documentation, le mode de transmission et les principes généraux de rédaction et de présentation de la documentation technique. Le suivi du bien par le fabricant, la qualité du service après-vente et l'obtention des pièces de rechange [45].

IV.3.2 Définition de la maintenance

Les normes NF X 60-0 10 et 60 011 définissent la maintenance comme l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé [41].

D'après la fonction maintenance comme un ensemble d'activités regroupées en deux sous-ensembles : les activités à dominante technique et les activités à dominante gestion (**figure.IV5**).

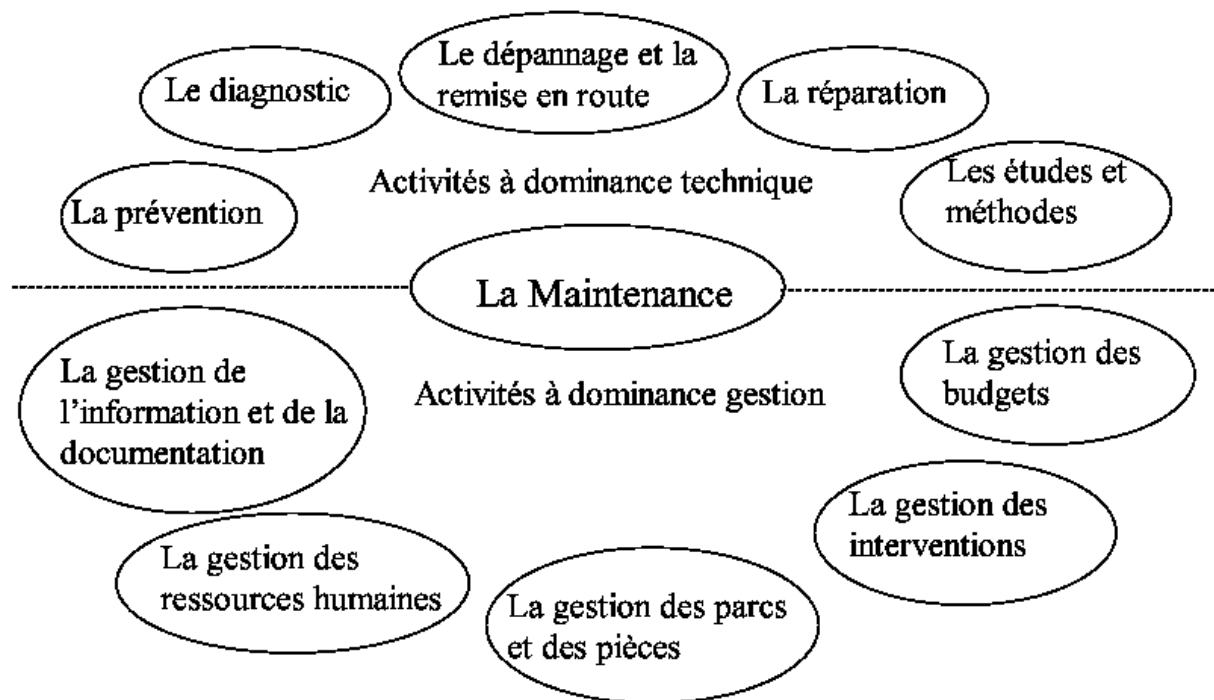


Fig. IV. 5 Le contenu de la fonction maintenance [41].

Dans la définition de la maintenance, nous trouvons deux mots-clés : maintenir et rétablir. Le premier fait référence à une action préventive. Le deuxième fait référence à l'aspect correctif (voir **figure IV.6**).

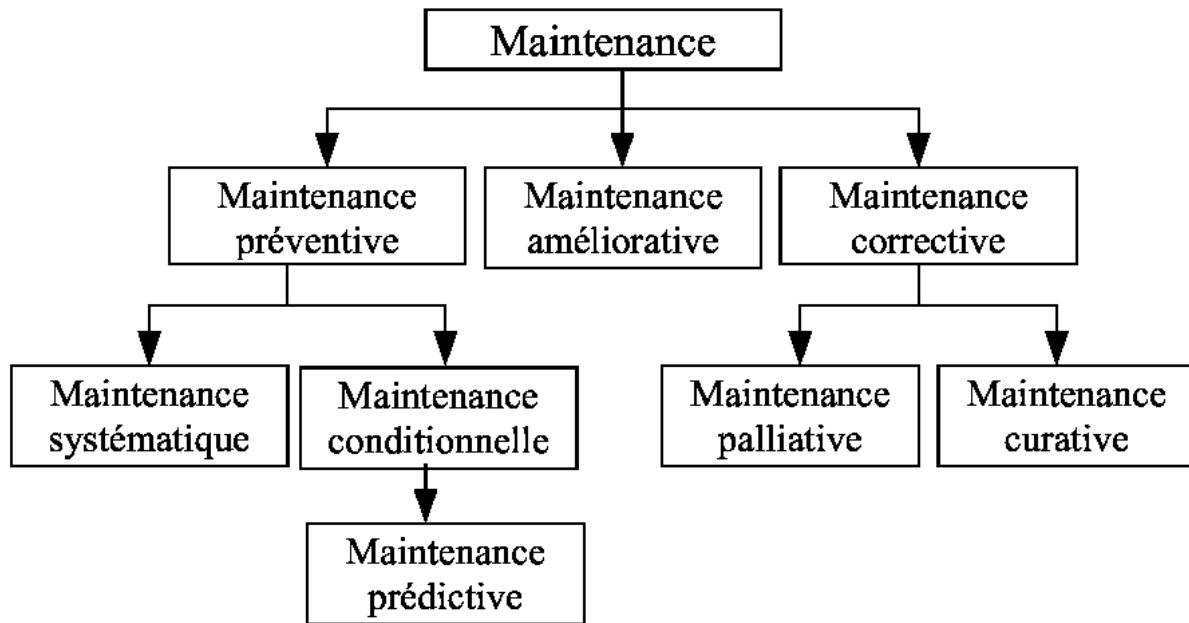


Fig. IV. 6 Les différents types de maintenance [41].

La maintenance corrective est définie comme une maintenance effectuée après défaillance.

Elle est caractérisée par son aspect aléatoire et requiert des ressources humaines compétentes et matérielles (pièces de rechange et outillage) disponibles sur place ; elle débouche sur deux types d'intervention : à caractère provisoire qui caractérise la maintenance palliative, et à caractère définitif ce qui caractérise la maintenance curative [41].

La maintenance préventive est définie quant à elle comme une maintenance effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou d'un service rendu.

Les activités correspondantes sont déclenchées selon un échéancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage (maintenance systématique) ou de critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou du service (maintenance conditionnelle).

La maintenance préventive systématique est une maintenance effectuée selon un échéancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage.

La périodicité des remplacements est déterminée selon deux méthodes : la première est de type bloc et la seconde, de type âge.

La politique de remplacement de type âge suggère de remplacer l'équipement à la panne ou après T , temps de bon fonctionnement.

La politique de type bloc suggère de remplacer l'équipement après une période prédéterminée de temps T , $2T$, etc. indépendamment de l'âge et de l'état du composant [45].

La maintenance préventive systématique est une maintenance effectuée selon un échéancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage.

La périodicité des remplacements est déterminée selon deux méthodes : la première est de type bloc et la seconde, de type âge. La politique de remplacement de type âge suggère de remplacer l'équipement à la panne ou après T , temps de bon fonctionnement.

La politique de type bloc suggère de remplacer l'équipement après une période prédéterminée de temps T , $2T$, etc. indépendamment de l'âge et de l'état du composant [40].

La maintenance préventive conditionnelle est une maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé [40].

Divers outils comme l'analyse de la vibration et l'analyse d'huile, permettent de détecter les signes d'usure ou de dégradation de l'équipement.

Ceci s'effectue en mesurant, à chaque inspection, la valeur d'un paramètre de contrôle tel que l'amplitude de déplacement, de vitesse ou d'accélération des vibrations, le degré d'acidité, ou la teneur de particule solide dans l'huile.

L'action ne se déclenche que lorsque le paramètre de contrôle dépasse un seuil déterminé empiriquement, fixé par le constructeur ou par les normes de santé et de sécurité au travail.

La maintenance prédictive (ou prévisionnelle) est une maintenance préventive subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée de paramètres significatifs de la dégradation du bien, permettant de retarder et de planifier les interventions.

IV.3.3 Relation entre la maintenance et la fiabilité

La contribution des différents types de maintenance en ce qui concerne la fonction de fiabilité $R(t)$ et la durée de vie utile de l'équipement s'explique par la **figure.IV.7**.

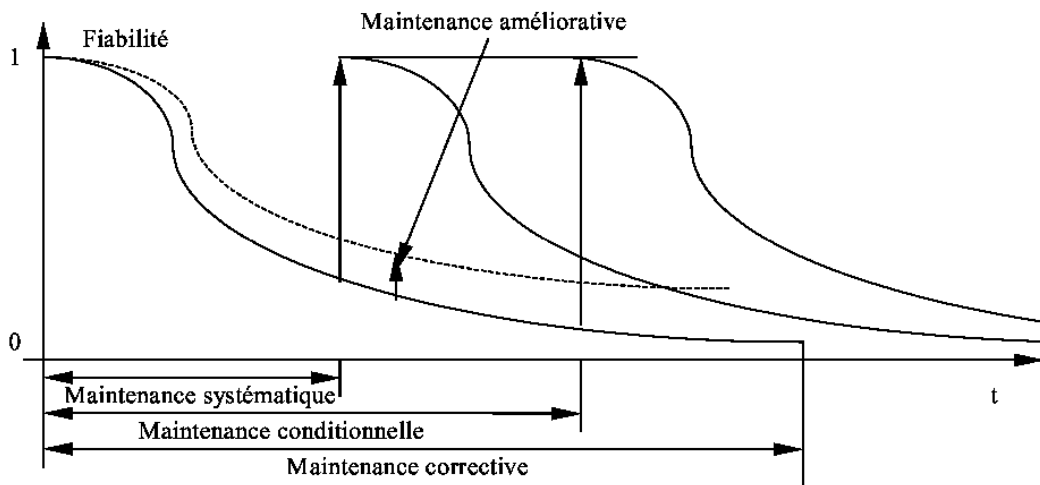


Fig. IV. 7 Impact de la maintenance sur la fiabilité des équipements [42].

Il est certain que la réduction du taux de panne $\lambda(t)$ entraîne une amélioration de la fonction de fiabilité $R(t)$. C'est dans ce sens que la maintenance améliorative a été instaurée.

La maintenance préventive, avec toutes ses variantes, tente de ramener le taux de panne à son niveau le plus bas en remplaçant la composante usée sans changer les caractéristiques intrinsèques de l'équipement [42].

IV.3.4 Les tâches associées à la maintenance

Après avoir présenté quelques définitions de la maintenance et de ses différents types, nous situons dans ce qui suit la maintenance par rapport au processus de production. Ainsi, nous présentons les fonctions et les tâches associées à la maintenance.

Nous identifions trois fonctions associées à la gestion de la maintenance, ces tâches associées à chacune de ces fonctions, bien que différentes dans leurs descriptions, sont complémentaires dans leurs finalités s'explique par la **figure.IV.8** [46].

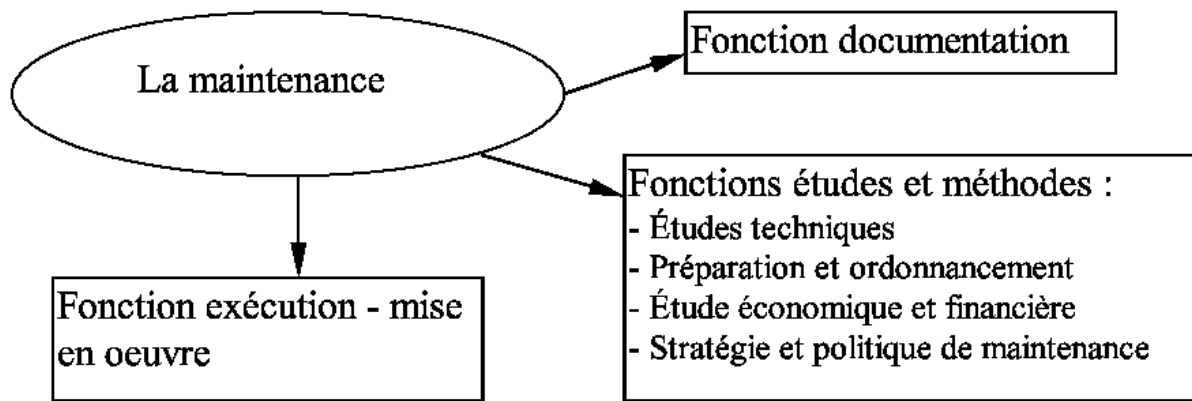


Fig. IV. 8 Les fonctions et les tâches associées à la maintenance [46].

La première fonction consiste à optimiser toutes les tâches en fonction des critères retenus dans le cadre de la formulation de la politique de maintenance [47].

Les principales tâches sont :

- Tâches relatives à l'étude technique qui consistent en la :
 1. Recherche de mécanismes dans le système de production susceptibles d'apporter la valeur ajoutée recherchée.
 2. Concevoir des travaux neufs tout en tenant compte de l'aspect maintenance de l'appareil de production.
 3. Faire une analyse des accidents de travail pour essayer d'y remédier en donnant des consignes de sécurité d'une part, et agir sur la maintenance corrective et préventive d'autre part.
- Tâches relatives à la préparation et l'ordonnancement consistent à :
 1. L'établissement des fiches d'instructions nécessaires pour effectuer les interventions.
 2. La constitution d'archives des interventions.
 3. L'établissement de plannings d'interventions préventives et l'approvisionnement en pièces de rechange.
- Tâches relatives à l'étude économique et financière :
 1. Gestion des approvisionnements pour optimiser la gestion des matières premières nécessaires au processus de production.
 2. Evaluer les coûts de la maintenance, de défaillance et de fonctionnement, ceci aura un impact direct sur la politique de maintenance choisie par l'entreprise.
 3. Evaluer les coûts de la maintenance, de défaillance et de fonctionnement, ceci aura un impact direct sur la politique de maintenance choisie par l'entreprise.

4. Faire le suivi lors de la réalisation des travaux pour faire l'historique du dossier technique des machines.

En se basant sur l'étude économique et financière on doit :

- Choisir des procédures de maintenance corrective, préventive conditionnelle et préventive systématique.
- Déterminer les domaines d'actions préventives prioritaires.
- Planifier l'action préventive.
- Faire le choix et l'élaboration des procédures de contrôle.
- Faire l'essai lors de la réception de nouveaux équipements pour s'assurer de l'existence des différents éléments nécessaires à la maintenance.
- Assurer la sécurité dans l'organisation du pour faire régner un climat de confiance.

Pour répondre aux fonctions études et méthodes avec toutes leurs composantes, le personnel doit avoir à sa disposition les dossiers techniques des machines et l'historique des interventions effectuées sur machines.

IV.4 Les conditions de réussite d'un programme de gestion de la maintenance

Un programme de gestion de la maintenance ne peut atteindre les résultats escomptés sans avoir préparé les conditions humaines et matérielles nécessaires à sa réussite ; il faut également ajouter d'autres conditions pour la réussite de son implantation pour cela il faut [48] :

- Définir un objectif fixe car il va permettre de tracer les lignes directrices de la politique de maintenance. Il dépend énormément de la mission de l'entreprise.
- Avoir une direction et un personnel motivés pour l'instauration de la maintenance.
- Instaurer des procédures rigoureuses de collecte, de traitement, et d'archivage des données pertinentes. assurer la communication entre les différents membres de l'équipe.
- Se doter de procédures de suivi, d'évaluation de la performance et d'affichage des indicateurs de performance. Nous citons dans ce qui suit quelques objectifs que doivent se fixer les entreprises. Ces derniers sont étroitement liés à la mission de cette dernière [44]. et sont :
 - ✓ la limitation du nombre d'interruptions de service et la réduction des durées de pannes accidentelles.
 - ✓ Le maintien des équipements en bon état pour opérer en toute sécurité.
 - ✓ Optimisation de l'efficacité de l'équipement.

- ✓ Minimiser les coûts des opérations
- ✓ Le maintien d'un niveau de qualité élevé du travail effectué par le service de maintenance tel afin d'améliorer la qualité des produits et allonger la durée de vie des équipements.

L'objectif visé est de réduire la consommation de pièces de rechange, d'accroître la capacité de production, et augmenter le rendement de l'entreprise.

IV.4.1 Les niveaux de maintenance

Une autre condition pour réussir un système de maintenance serait de spécifier les niveaux de maintenance dans l'entreprise d'après, nous avons cinq niveaux qui font référence à la complexité des tâches à accomplir et aux ressources humaines et matérielles nécessaires à la réalisation de chacune de ces tâches [49].

Tableau IV. 1 Ressources nécessaires pour chaque niveau de maintenance

Niveaux	Personnel d'intervention	Moyens
1^{er}	Exploitant sur place	Outillage léger défini dans les instructions d'utilisation.
2^{ème}	Technicien habilité sur place ou au service maintenance.	Outillage léger défini dans les instructions d'utilisation + PDR disponible.
3^{ème}	Technicien spécialisé sur place.	Outillage prévu + appareils de mesure + banc d'essai + contrôle + etc.
4^{ème}	Équipe encadrée par un technicien spécialisé, en atelier central	Outillage général plus spécialisé, matériel d'essai, de contrôle, etc.
5^{ème}	Équipe complète polyvalente en atelier central	Moyens proches de la fabrication par le constructeur.

IV.4.2 Le système de gestion de la maintenance

La pertinence d'un système de gestion de la maintenance a été démontrée dans plusieurs ouvrages.

Un système de gestion de la maintenance implanté adéquatement a un impact non seulement sur les infrastructures mais aussi sur le personnel, la gestion de la PDR, l'inventaire, et la sécurité. Plus que l'assurance de le bon fonctionnement de l'outil de production, le service maintenance comporte une structure parfaitement organisée qui permet d'optimiser au maximum la production et donc d'en réduire les coûts [50].

Le service central de maintenance est un organe fonctionnel sa mission est d'animer le retour d'expérience et d'en coordonner les effets sur les structures décentralisées, il assure une veille technologique permanente sur les équipements critiques de l'entreprise et dans la mesure du possible, sur ceux généralement utilisés dans les industries, il collecte toute information, références, ratios, etc... , internes et externes susceptibles d'affiner les objectifs de sûreté de fonctionnement et de coûts d'exploitation (coût direct et indirect), il s'attache aux objectifs de moyen et long termes de la direction générale et propose des solutions de progrès visant à l'amélioration de l'organisation et des performances des équipements, des hommes, des méthodes et des outils. [51].

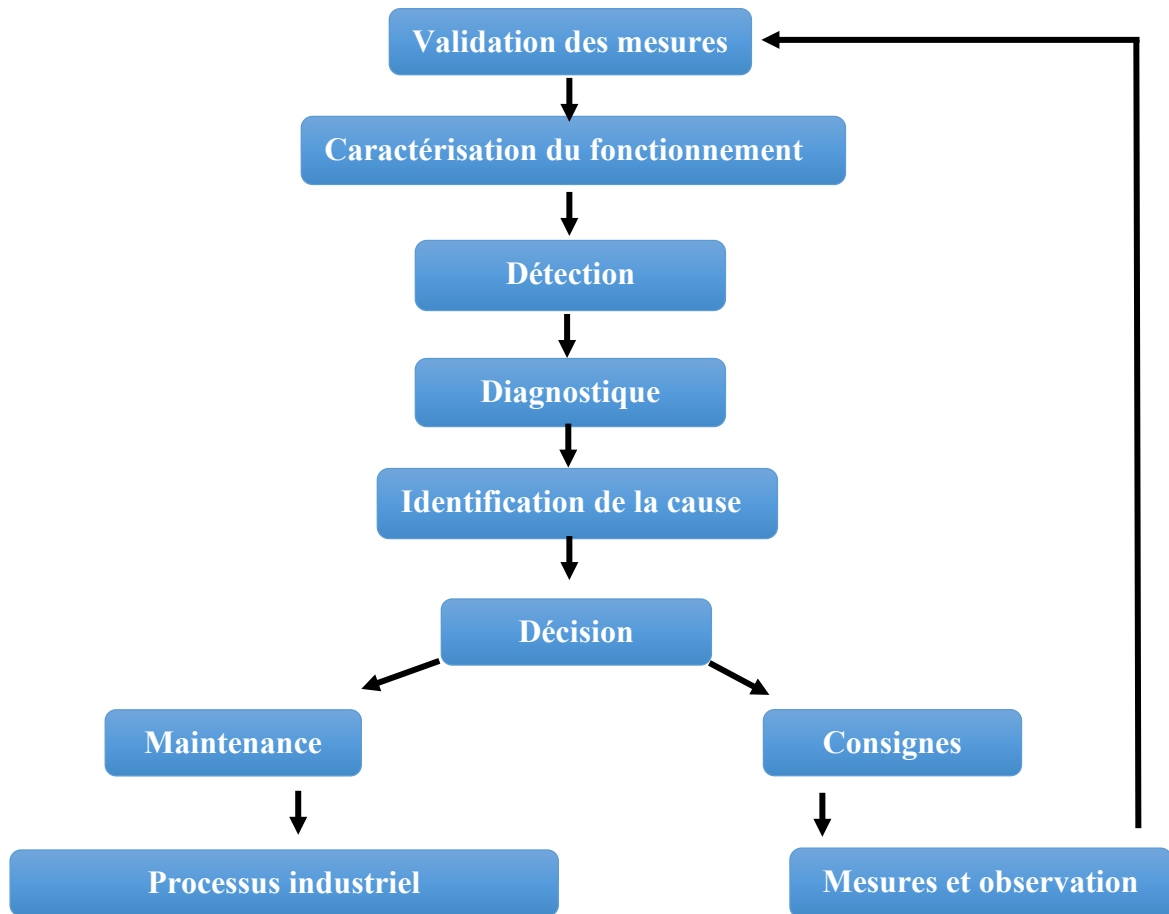
Le service de maintenance attache aux établissements sont opérationnels chacune des fonctions élémentaires (management de la maintenance, méthode, préparation, ordonnancement, qualité, gestion, sécurité, intervention, coordination, supervision.

L'organisation de la maintenance doit viser des objectifs qui apparaissent parfois contradictoires [52] :

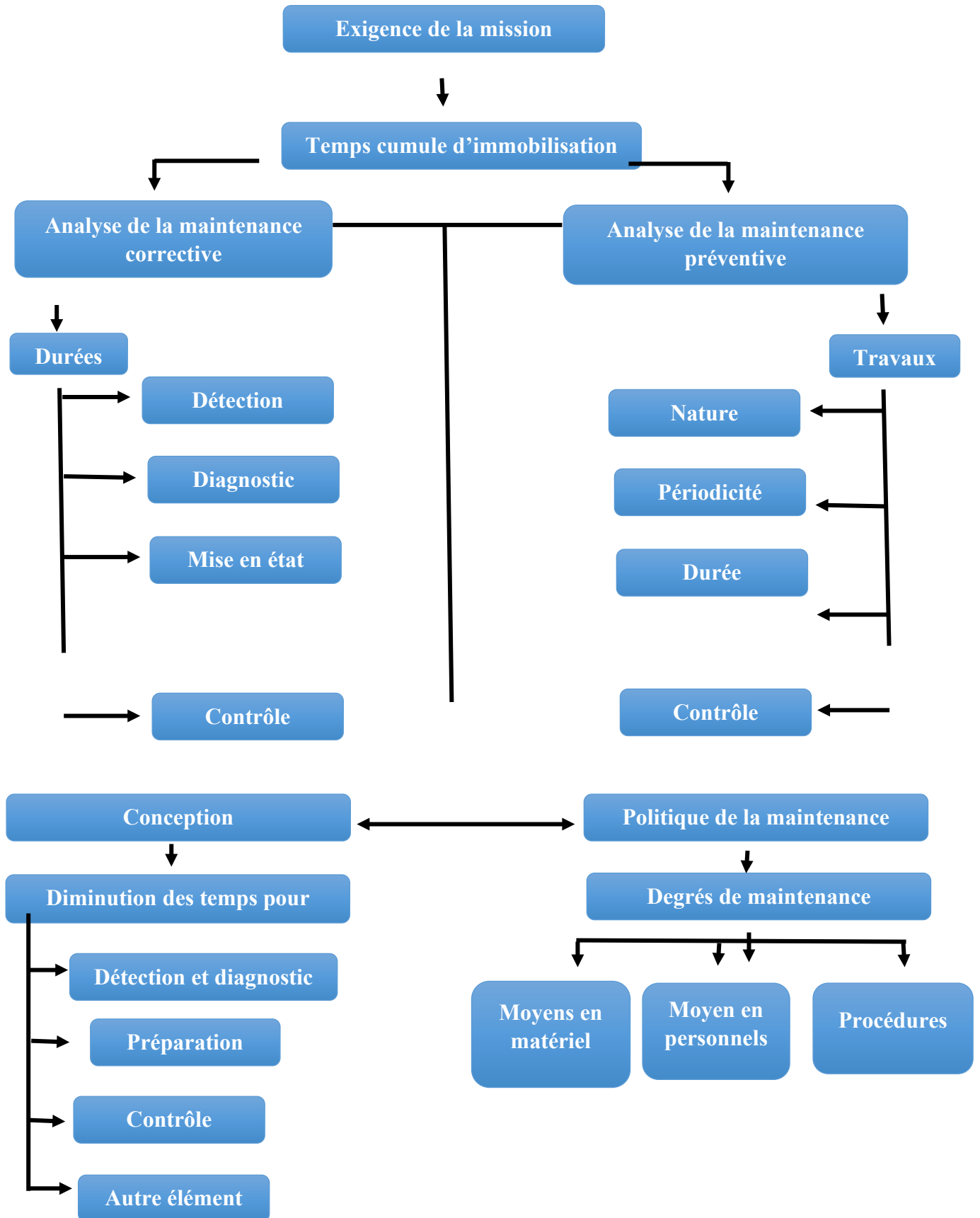
- Garantir une fiabilité satisfaisante des systèmes et des composants pour que les fonctions de sûreté soient assurées, et pour que l'installation de production ait la disponibilité requise par le réseau.
- Limiter les interventions au strict nécessaire pour éviter le gaspillage des ressources, tant sur le plan financier que dosimétrie, et pour réduire les risques associés aux non-qualités de maintenance.
- Faire en sorte que la mise en œuvre des programmes de maintenance « pèse » le moins possible sur la durée des arrêts de tranche, en particulier en minimisant le risque de prolongation de ces arrêts par une anticipation intelligente des aléas possibles.

Assurer une durée de vie des composants cohérents avec la politique de maintien du patrimoine que constituent les installations de production.

Les Etapes du Diagnostic :



Synoptique des actions possibles de l'ingénieur en maintenance :



IV.4.3 Organisation de la maintenance de la transporteuse à bande

La maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesurer un service déterminé la mission de la maintenance est de réaliser « toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un équipement, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise » [53].

La finalité des métiers de la maintenance est :

- D'assurer la disponibilité des équipements de production, au coût optimum,
- D'améliorer la durabilité des équipements et la qualité du produit fourni, en tenant compte des coûts, dans le respect de la réglementation et des règles d'hygiène et sécurité.

Les risques impliqués avec les opérations sur la transporteuse à bande sont souvent sous-estimés elle et toujours conduire à des accidents très dangereux, et pour cela on plusieurs instructions ce qui doit être respecté.

Dans ce chapitre on va s'intéresser à la maintenance du déférent organe mécanique de la transporteuse à bande BC-020, ainsi de donner les déférentes consignes de la sécurité pour diminuer les accidentes de travaille.

a) Loi ABC :

Dans un service d'entretien, les taches sont nombreuses et les équipes parfois réduites, les technologies les plus évoluées en matière de maintenance coûtent cher et ne doivent pas être appliquées sans discernement il convient, par conséquent, de s'organiser de façon efficace et rationnelle [52].

L'analyse ABC ou « Pareto » permet d'y répondre à ces exigences ; ainsi un classement des temps par rapport aux types de panne donne des priorités sur les interventions ; par cette méthode nous pouvons mettre en évidence les éléments les plus importants d'un problème afin d'orienter nos actions, l'analyse ABC permet de définir les priorités d'actions : c'est un outil d'aide à la décision [54].

1) Exemple de répartition appliquée à la maintenance.

20 % des systèmes représentent 80 % des pannes. 20 % des interventions représentent 80 % des coûts de maintenance. 20 % des composants représentent 80 % de la valeur des stocks.

2) Mise en application de la loi.

L'exploitation de cette loi permet de déterminer les éléments les plus pénalisants afin d'en diminuer leurs effets :

- ✓ Diminution des coûts de la maintenance.
- ✓ Amélioration de la fiabilité des systèmes.
- ✓ Justifier la mise en place d'une politique de maintenance.

Pour un secteur ou un système donné l'application de la loi de Pareto impose plusieurs étapes :

➤ **Définition de l'objectif de l'étude et de ses limites.**

Ces éléments peuvent être :

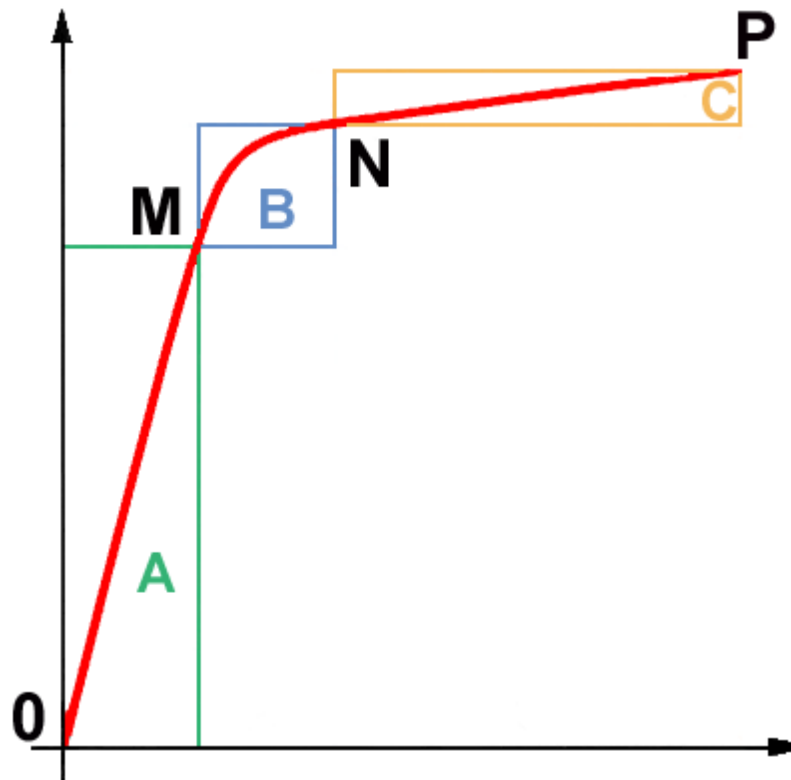
- ✓ Des matériels.
- ✓ Des causes de pannes.
- ✓ Des natures de pannes...

➤ **Choisir le critère de classement.**

Organiser le classement selon les critères de valeurs retenus (les coûts, les temps, les rebuts...).

- ✓ Construire un graphique.
- ✓ Déterminer les zones ABC.

Ce graphe fera apparaître les constituants sur la situation à étudier.



Il s'agit de délimiter sur la courbe obtenue des zones à partir de l'allure de la courbe.

En général la courbe possède deux cassures, ce qui permet de définir trois zones.

La partie droite de la courbe OM détermine la zone A. (20 % représente 80%).

La partie courbe MN détermine la zone B (30% représente 15%).

La partie assimilée à une droite NP détermine la zone C (50% représente 5%).

✓ Interprétation de la courbe.

L'étude porte dans un premier temps sur les éléments constituant la zone A en priorité. Si les décisions et modifications apportées aux éléments de la zone A ne donnent pas satisfaction, on continuera l'étude sur les premiers éléments de la zone B jusqu'à satisfaction. Les éléments appartenant à la zone C peuvent être négligés, car ils ont peu d'influence sur le critère étudié.

b) L'analyse ABC

Pour les besoins d'application de la loi, nous avons procédé au classement ci-après, des renseignements relatifs aux pannes, enregistrées durant l'année 2018 et 2019 ainsi que le nombre d'heures d'arrêts enregistrées. (**Tableaux.IV.2**).

L'innovation de cette étude consiste en l'apport d'une méthodologie scientifique, moderne qui nous permet de déterminer les tensions causant la rupture de la bande relativement aux exigences d'exploitation.

La disponibilité maximale exige des opérations de maintenance basées sur des fait observés, des mesures pour des diagnostics, une organisation, une gestion.

On a choisi parmi les unités posant ce problème, l'unité AG II et notre étude se porte sur la transporteuse à bande BC-020, longueur de 1 km (4 jonction), qui transporte l'aggloméré [55].

c) Méthodologie de travail

Nous procédons à une évaluation des éléments de la transporteuse à bande à bande destiné au transport de l'aggloméré.

L'essentiel consiste au recensement des conditions d'utilisation des paramètres technico-économiques, concernant le transporteur à bande afin de connaître avec précision les différentes causes des arrêts fréquents et définir une prestation de maintenance [56].

Pour arriver à ces objectifs, on s'est permis d'effectuer une analyse dans l'entreprise citée ci-dessus et déterminer :

- Les causes d'arrêts et fixer les points à améliorer.
- Etudier et définir les adaptations nécessaires des principes, méthodes et des moyens pour remédier à ces problèmes.

Statistique : On représente les causes d'arrêts dû la transporteuse à bande au niveau du MIN

Tableau IV. 2 le nombre d'heures d'arrêts enregistrées l'année 2018 et 2019

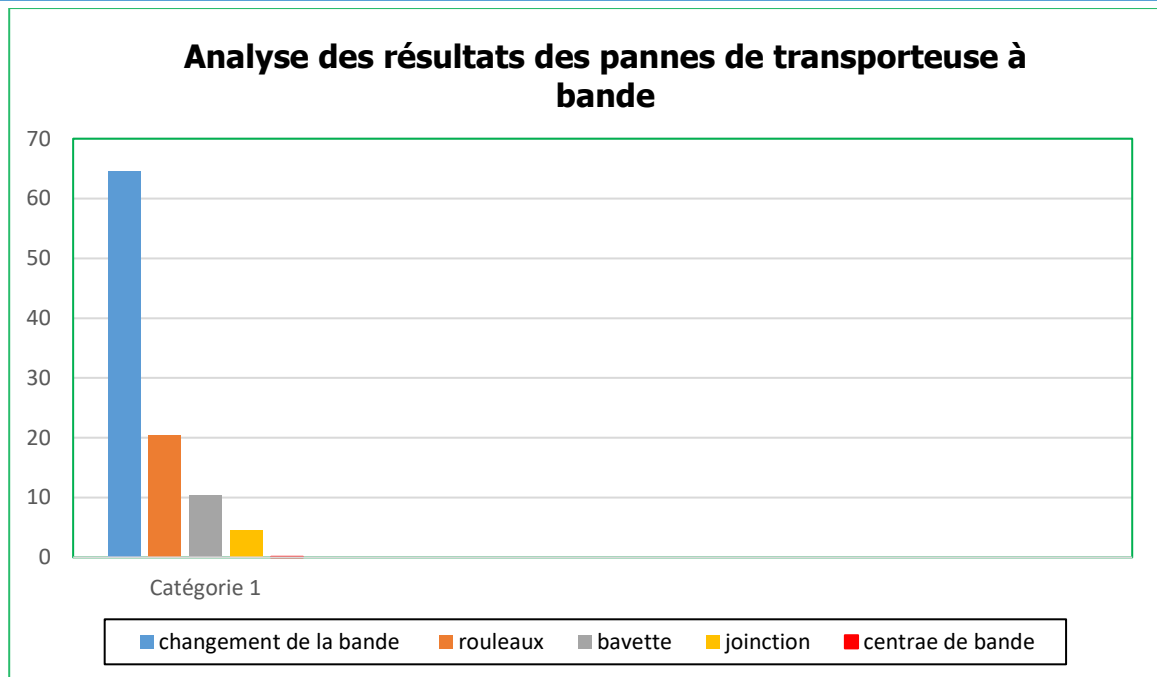
date	Cause	Durée de pannes (h)
18-01-2018	Changement des 3 rouleaux	02
15-02-2018	Centrage de la bande	01
20-03-2018	Changement e bavette 10 m	03
21-03-2018	Changement 4 rouleaux	05
10-04-2018	Changement bavette gauche	02
14-05-2018	Déblocage des rouleaux	01
16-08-2018	Changement bavette de bande	02
13-09-2018	Réparation jonction	02
18-10-2018	Changement tambour de renvoi	4
24-10-2018	Changement de bavette de 1 coté	3
20-11-2018	Changement 1 rouleaux porteur	1
23-11-2018	Changement 24 rouleaux et 10 porteur	7
29-11-2018	Changement de la bande	52
02-12-2018	Déblocage des rouleaux	2
21-03-2019	Changement de bavette	3
21-05-2019	Réparation de jonction	2
02-09-2019	Changement 3 rouleaux porteur	3

Pour construire l'histogramme, il est intéressant de connaître le taux d'arrêt de chaque élément. Le tableau suivant représente le nombre d'heures d'arrêts de l'élément, et son taux d'arrêt.

Tableau IV. 3 le nombre d'heures d'arrêts de l'élément et son taux d'arrêt.

Niveaux de la panne	Nombre d'heure d'arrêt (h)	Taux d'arrêt (%)
Déchirure de bande	52	64.6
Rouleaux	21	20.4
Bavette	13	10.4
Jonction	4	4.5
Centrage de bande	1	0.1

D'après ce tableau on peut construire l'histogramme pour connaître le pourcentage de défaillance de chaque élément.



On remarque que le changement de la bande est la panne qui possède un taux d'arrêt considérable par rapport aux autres pannes, c'est pourquoi elle nécessite une surveillance spécifique.

En plus de l'histogramme on utilise la méthode ABC pour classer les organes selon l'importance de chacune dans les différentes zones.

Pour la maintenance de la transporteuse à bande, la méthode **ABC** est un outil essentiel qui permet de classer les éléments de transporteuse selon leurs défaillances en trois catégories : les éléments appartenant à la zone **A** seront prépondérants, ceux de la zone **B** devront faire l'objet d'études moins approfondies, alors que ceux de la zone **C** feront principalement l'objet d'une politique de maintenance corrective.

d) Application de la loi ABC pour la transporteuse à bande

Elle consiste à classer les pannes par ordre décroissant des coûts, chaque panne se rapportant à une machine.

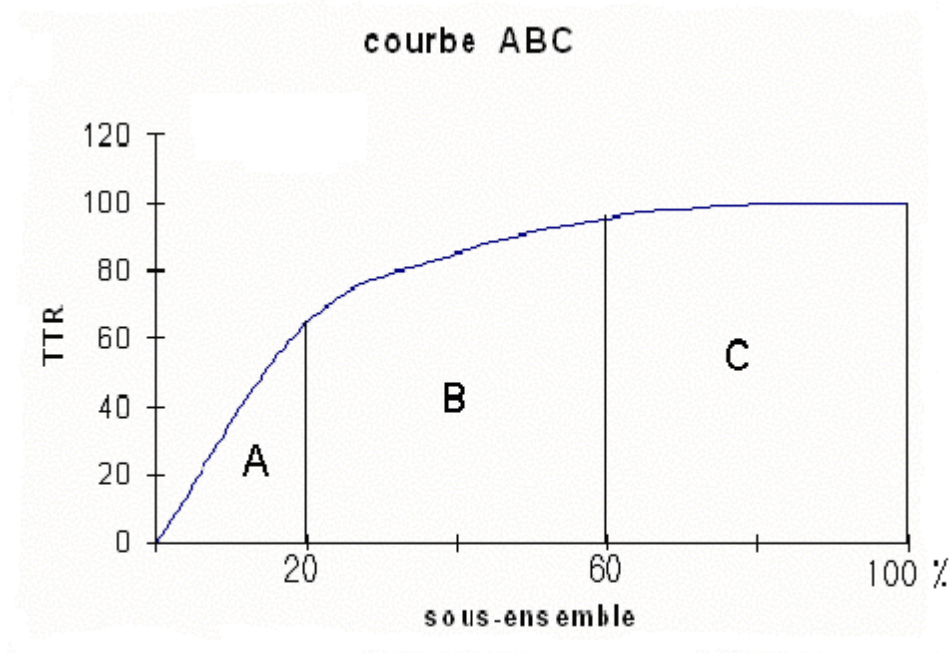
Puis à établir un graphique faisant correspondre les pourcentages de coûts cumulés aux pourcentages de types de pannes cumulées.

- **Zone A** : dans la majorité des cas, on constate qu'environ 20% des pannes représente 80% des coûts, ceci constitue la zone A, zone de priorités.
- **Zone B** : dans cette tranche, les 30% des pannes suivantes ne coûtent que 15% supplémentaires.

- **Zone C** : enfin dans cette tranche, les 50% des pannes restantes ne reviennent qu'à 5% des coûts.

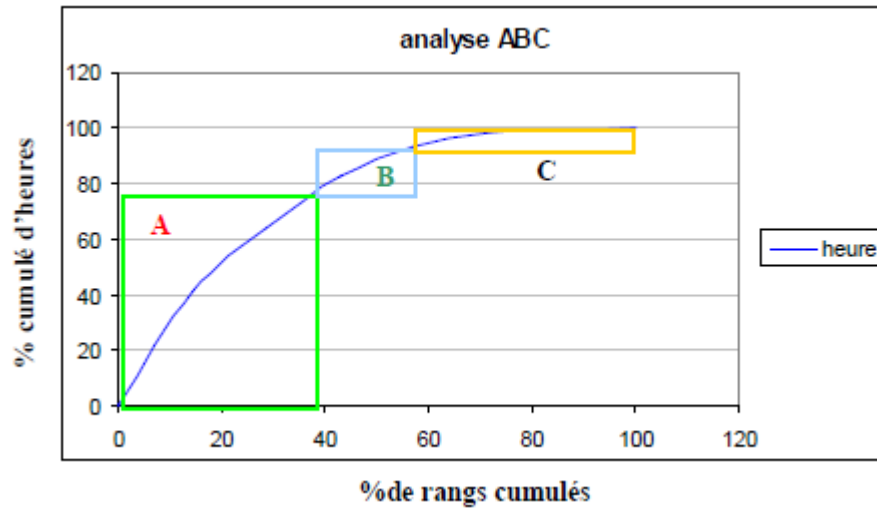
-

Pour construire la courbe ABC pour le cas de transporteuse à bande BC020 en utilise les tableaux IV.4.1 et IV.4.2

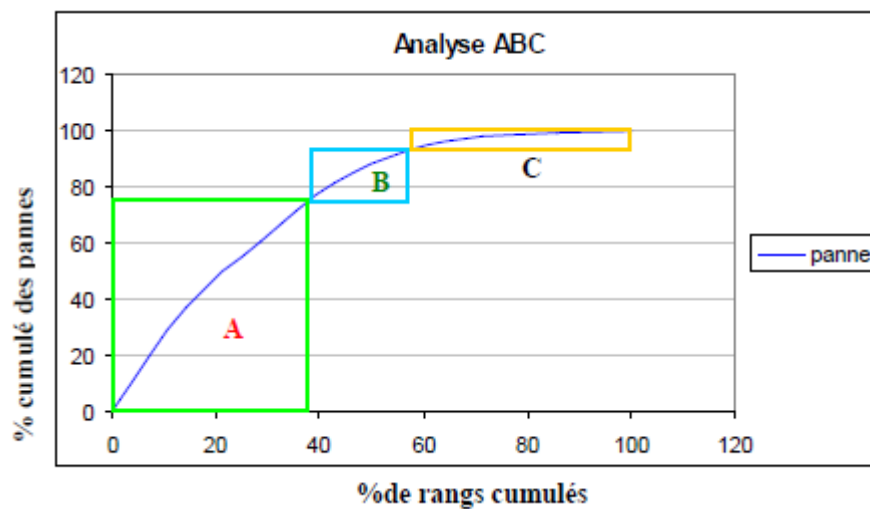


Les arrêts cumulés de la bande provoquent 64,6% des heures d'arrêts, par voie de conséquence on organisera une politique de maintenance préventive systématique ou préventive conditionnelle avec une surveillance permanente, pour la zone **B**, on sera moins exigeant sur les méthodes de prévention, enfin ceux de la catégorie **C** n'exigeront pas de maintenance préventif.

- **Analyse suivant le nombre d'heures d'arrêts :**



- Analyse suivant le nombre de pannes :



e) **Interprétation des courbes**

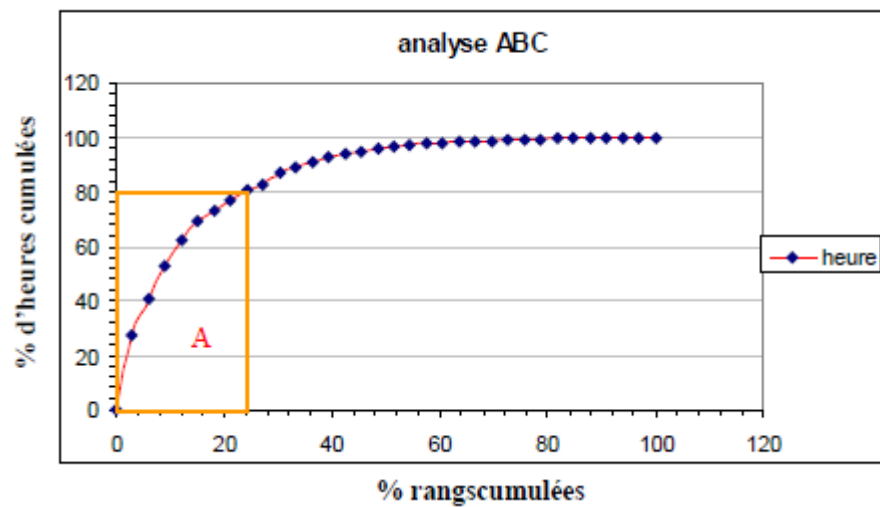
D'après les deux modes d'analyse (pannes et heures d'arrêt), on ne constate que les deux premières composantes les plus défaillantes.

Zone A : 37,5 % des rangs représentent 78 % des pannes (ou heures d'arrêts). C'est dans cette zone qu'il faut agir en priorité, pour l'élément testé (bande) il serait bon d'intensifier la maintenance préventive, et voir éventuellement pour une maintenance améliorative.

Zone B : 25 % des rangs représentent 16 % des pannes, il faut relever le niveau de la maintenance préventive.

Zone C : 37,5 % représentent 6% des pannes. On peut considérer que ces composantes sont fiables et que la maintenance adoptée pour ces systèmes est correcte.

Dans le cas de la zone « A » qui comporte le même composant, à savoir la bande, elle représente l'élément le plus vulnérable parmi les éléments de transporteuse à bande. Il faut donc faire une autre analyse seule pour voir la pièce défaillance.



Courbe cumulative construite à partir des temps de réparation, on constate que les premiers temps représentent environ 80% de la contribution globale.

IV.5 Calcul de la fiabilité de la transporteuse à bande

a) Les moyens des temps de bon fonctionnement MTBF

Le MTBF est souvent traduit comme étant :

M	T	B	F
Moyenne	TEMPS	BON	FONCTION

La moyenne des temps de bon fonctionnement mais représente la moyenne des temps entre deux défaillances :

$$MTBF = \frac{\sum TBF}{N} \quad N : \text{nombre des pannes} +$$

Le MDT (Temps Moyen de Disponibilité) : durée de bon fonctionnement après réparation.

- Le MUT (Mean Up Time) : La durée moyenne de fonctionnement après réparation et avant la défaillance suivante.
- La durée moyenne entre défaillance notée MTBF la durée moyenne entre deux défaillances consécutives de l'entité.

En général on a la relation :

$$MTBF = MUT + MDT$$

b) La durée moyenne d'attente de la réparation du système (MTTR)

MTTR Opérationnel : correspond au temps moyen d'une action de maintenance corrective.

$$MTTR = \frac{\sum TTR}{N}$$

Indicateur (Activité du service maintenance) :

➤ **Indicateur de fiabilisation :**

MTBF = (la somme des temps de bon fonctionnement) / nombre des pannes.

➤ **Indicateur de compétence :**

MTTR = (la somme des temps techniques de réparation) / nombre des pannes.

c) Fonction du taux de défaillance

Est noté généralement « $\lambda(t)$ » et représentée la probabilité de défaillance à $(t + \Delta t)$. $\lambda(t)$ est une densité de probabilité conditionnelle car elle considère que la probabilité de défaillance du matériel encore en fonctionnement.

$$\lambda = \frac{1}{MTBF}$$

d) Fonction du taux de réparation

On appelle taux de réparation $\mu(t)$ d'un système réparable au temps t la probabilité que l'entité soit réparée entre t et dt sachant qu'elle n'était réparée sur l'intervalle $[0, t]$. Elle se note : $\mu(t) = P$ (entité réparée sur $[t, t+dt]$ sachant qu'elle n'était pas réparé sur $[0, t]$).

$$\mu = \frac{1}{MTTR}$$

e) Fiabilité

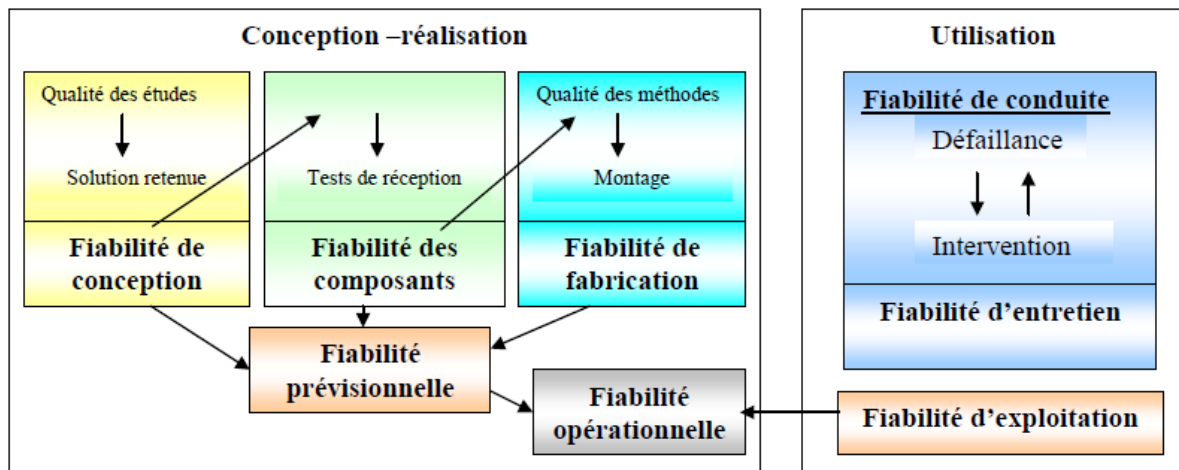
Norme NF X60-500. « Aptitude d'une entité à accomplir une fonction requise, dans des conditions données, pendant un intervalle de temps donnés ».

L'entité (E) désigne un composant, sous-système ou système et la fonction requise est la ou les fonctions que doit accomplir le dispositif pour pleinement remplir la tâche qui lui est assignée.

Par extension, on appelle également fiabilité la probabilité associée $R(t)$ à cette notion alors qu'elle n'en est qu'une mesure, elle est définie par :

$R(t) = P(\text{E non défaillance sur la durée } [0, t])$.

La fiabilité d'un équipement dépend de nombreux facteurs :



Paramètres nécessaires à la mesure de fiabilité

- La Fonction de fiabilité : $R(t) = 1 - F(t)$
- La densité de probabilité $f(t)$: $f(t) = R(t) \cdot \lambda(t)$
($f(t)$: probabilité d'avarie au temps t).
- Fonction de réparation : $F(t) = \int_0^t f dt$
($F(t)$: probabilité d'avarie cumulée au temps 0 à t).
- Le moyen des temps de bon fonctionnement : MTBF.
- Fonction du taux de défaillance : $\lambda(t)$

f) Application sur la transporteuse à bande

On utilise le modèle de Weibull, pour l'étude statistique des défaillances, lorsqu'il dépend de trois paramètres $\gamma\eta\beta$, Ce qui le rend souple et précis ;

Les différentes formes utilisées de Weibull sont :

- La densité de probabilité : $f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$
($f(t)$: probabilité d'avarie au temps t).
- La fonction de réparation : $F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$
($F(t)$: probabilité d'avarie cumulée au temps 0 à t).
- La fonction de fiabilité : $R(t) = 1 - F(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta}$

$R(t)$: probabilité de survie cumule au de la du temps.

➤ Le taux défaillance : $\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t-\gamma}{\eta} \right)^{\beta-1} = \frac{f(t)}{R(t)}$

$\lambda(t)$: Probabilité d'avarie au temps $t+t\Delta$.

Signification des paramètres : γ , η , β

Paramètre de forme β :

Est un nombre sans dimension, il définit l'allure de la distribution de weibull.

Paramètres d'échelle η :

Caractérisant le choix d'une échelle il s'exprime dans la même unité de temps. (Heure ou cycle)

Paramètre de localisation γ :

Également nommé paramètre de décalage au de position il s'exprime en unité de temps. IL indique la date de l'apparition du mode défaillance caractérisé par β .

- ✚ si $\gamma > 0$ il y a survie totale entre $t = 0$ et $t = \gamma$.
- ✚ si $\gamma = 0$ les défaillances débutent à l'origine des temps.
- ✚ si $\gamma < 0$ les défaillances ont débuté avant l'origine de temps relèves.

Démarche à suivre :

pour calculer le MTBF et les différents paramètres β , η , γ par le modèle de weibull :

- Cumuler les avaries (n_i).
- Cumuler les fréquences relatives cumulées, cependant il y a deux méthodes selon la taille de l'échantillon :

✚ Si $n \leq 20$ méthode des rangs médiane : $F(ti) = \frac{\sum n_i - 0.3}{N + 0.4}$

✚ Si $50 > n > 20$ méthodes des rangs moyens : $F(ti) = \frac{\sum n_i}{N + 1}$

✚ Si $n > 50$ soit n le nombre échantillons TBFi : $F(ti) = \frac{i}{N + 1}$

- Reporter les valeurs sur le papier graphique de weibull et le **tableau IV.2**.

A partir de cette théorie nous avons relevé les données essentielles nécessaire a l'application de cette loi au niveau des entreprise algériennes (ERCE, Mine de Boukhadra), la collecte des données situe la défaillance sur la transporteuse à bande en première ligne par rapport ou autre pannes.

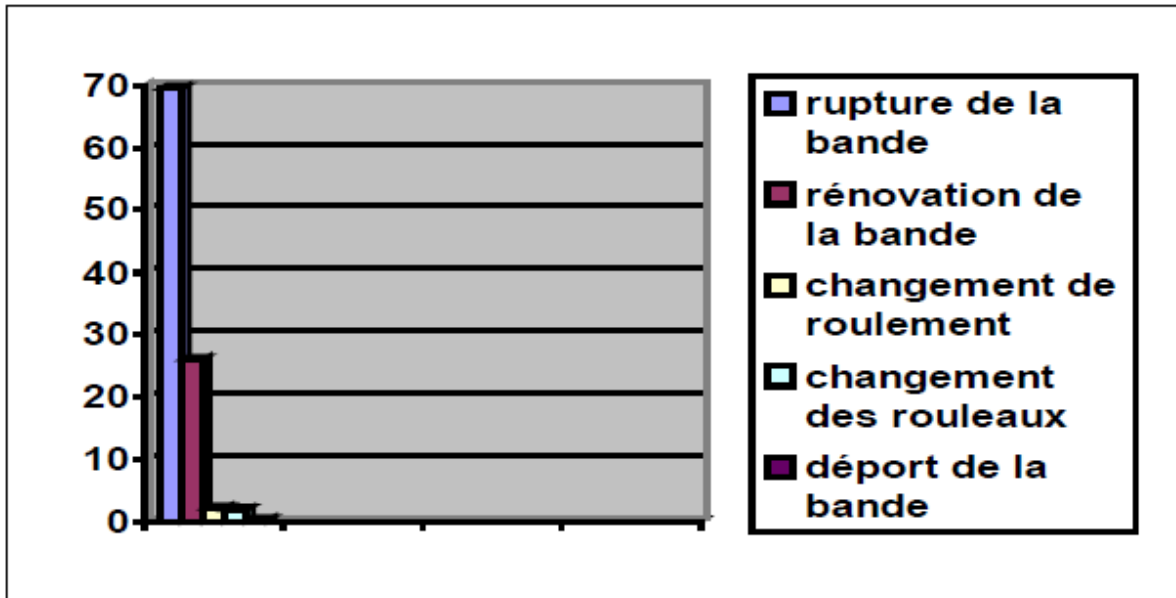


Fig. IV. 9 Analyse des défaillances d'une transporteuse à bande dans une mine.

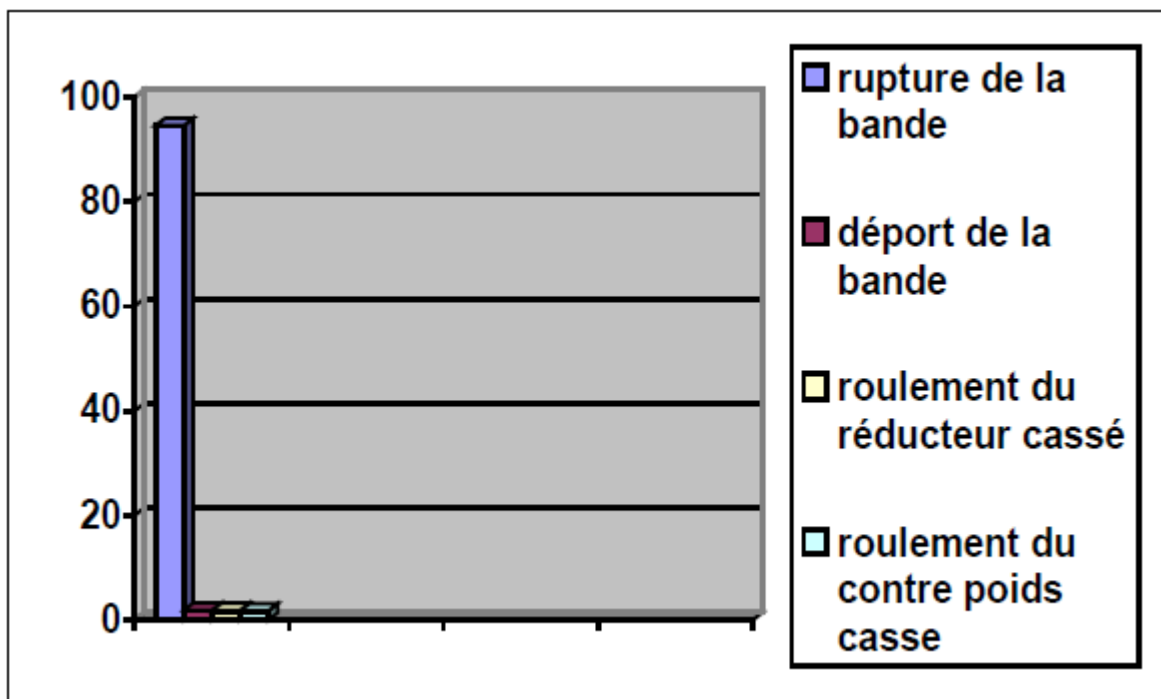


Fig. IV. 10 Analyse des défaillances d'une transporteuse à bande dans une entreprise.

Application de la fiabilité :

A partir du papier graphique de WEIBULL, on déduit : Les paramètres : $\gamma = 0$, $\eta = 7$, à l'échelle normale ; $\beta = 0.6$. Ce qui nous permet de calculer les fonctions : $f(t)$, $F(t)$, $R(t)$, $\lambda(t)$: tableaux .IV.3.

Courbe fiabilité $R(t)$ de finisseuse et $f(t)$ $F(t)$, $\lambda(t)$:

$t_i = TPF_i$, TBF.

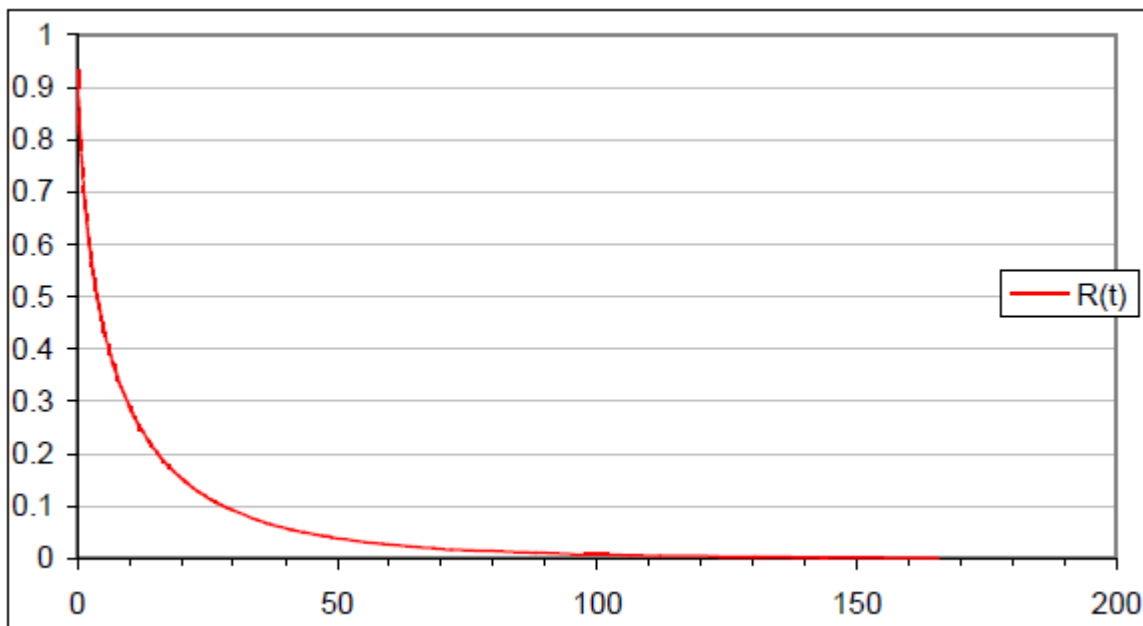


Fig. IV. 11 Courbe fiabilité $R(t)$.

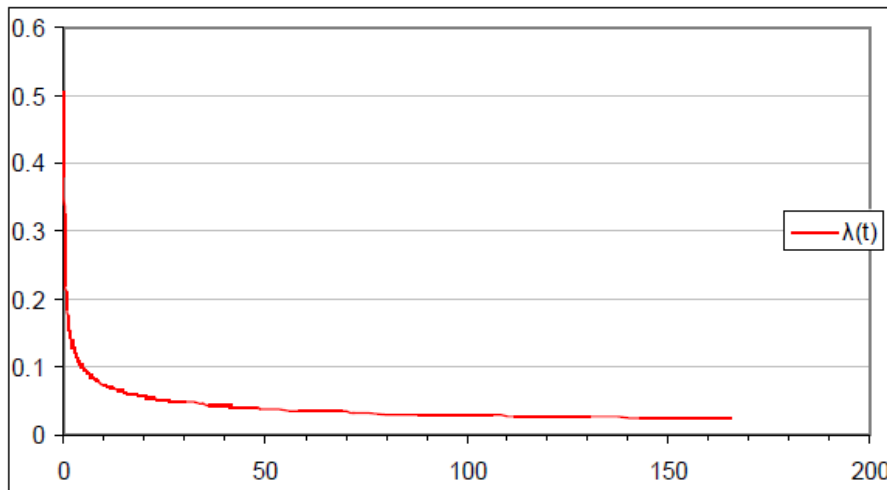
Selon la courbe, la finisseuse mauvaise fiabilité, $R(t)=0$ correspondent le temps égale ($t=150$ h) et $t=5$ h la fiabilité de finisseuses égale ($R(t) = 0.5$) donc la courbe $R(t)$ permet d'associer la fiabilité à tout instant de fonctionnement d'un équipement, réciproquement, il peut être intéressant de savoir à quel instant la fiabilité atteindra un seuil prédéterminé,

En particulière pour les roulements à billes, la durée de vie nominale est définie comme la durée atteinte par 90% d'un lot de roulements, on la nomme t_{sys} , durée de vie associée à un seuil de fiabilité de 0.90.

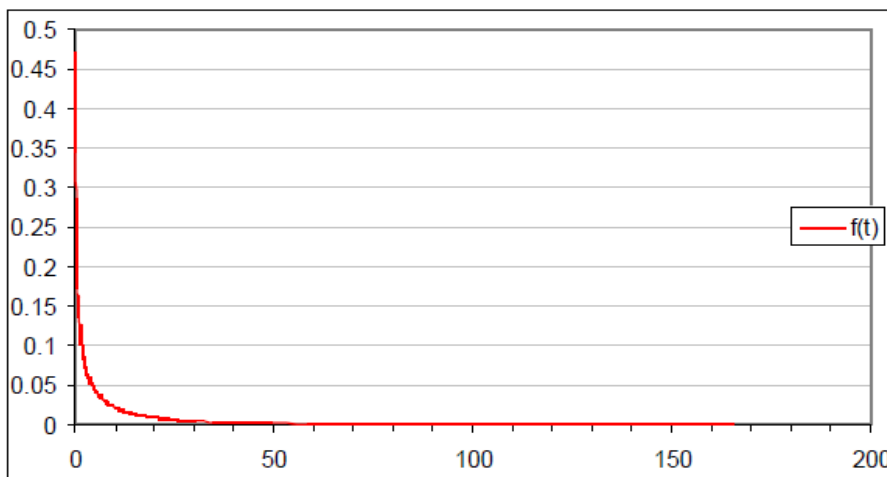
A chaque $t_{sys} = 1h$, nous intervenant sur la bande pour garder une fiabilité de 90% pour cela il faudra appliquer une gamme d'entretien préventif systématique qui améliorer la fiabilité ; $R(t_{sys}) = 90\%$. Un équipement est fiable s'il subit peu d'arrêts pour pannes. La notion de fiabilité s'applique à :

- Du matériel réparable (équipements industriels ou domestiques).

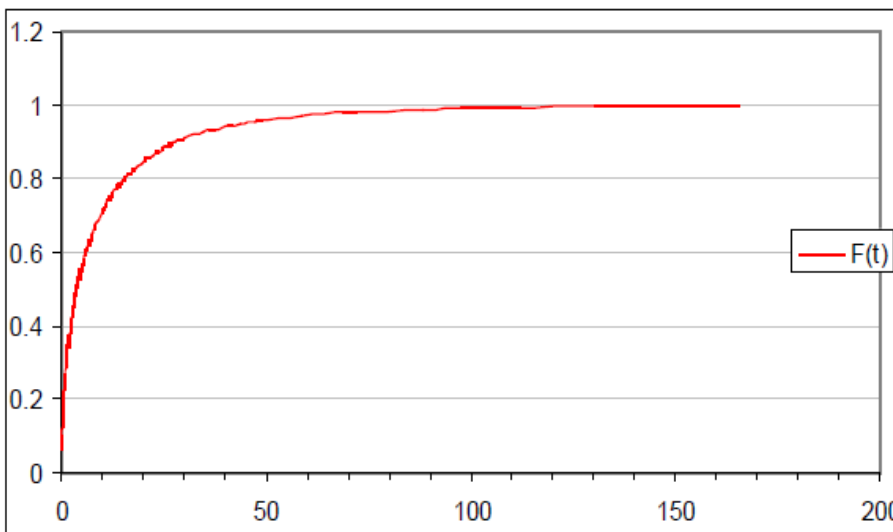
- Du matériel non réparable (composants).



Courbe 02



Courbe 03



Courbe 04

Fig. IV. 12 Courbes $f(t)$ $F(t)$, $\lambda(t)$

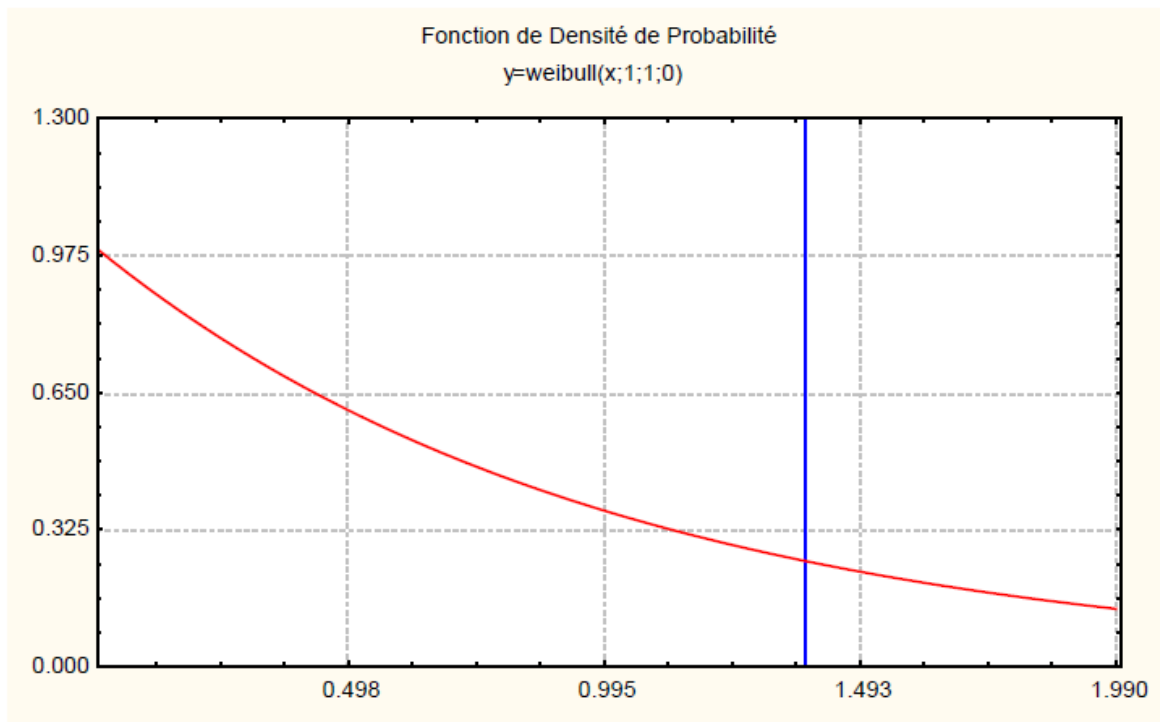


Fig. IV. 13 Modèle de WEIBULL.

Calcul du temps souhaitable pour une intervention systématique :

Nous fixons une fiabilité à 75% et nous déduisons le temps systématique.

$$R(t) = 75\% \Rightarrow t ?$$

$$R(t) = e^{-(t/\eta)} \quad \ln R(t) = -(t/\eta)^\beta = \ln 0,75$$

$$0,3566 = (t/517,53)^\beta \Rightarrow t = \beta \sqrt[0,3566]{(517,53)}$$

$$t_{\text{sys}} = 459,3 \text{ heures}$$

A chaque $T_{\text{sys}} = 459,3\text{h}$, nous intervenons sur la transporteuse à bande pour garder une fiabilité de 75%, il faudra appliquer une gamme d'entretien préventif systématique.

- ❖ Courbe 02 : selon la courbe aux défaillances de jeunesse par une loi de weibull avec $\beta < 1$.
- ❖ Courbe 03 : la probabilité d'avarie ($f(t) = 0$) correspondant le temps ($t = 40\text{h}$).
- ❖ Courbe 04 : le $n \downarrow \Rightarrow \text{TBF} \uparrow \Rightarrow \text{MTBF} \uparrow \Rightarrow F(t) \downarrow$.

IV.6 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons défini la fiabilité et la défaillance d'un système. Il est important de connaître les grandeurs et les mécanismes qui en résultent pour pouvoir implanter un système de maintenance efficace et rentable. Puis, nous avons défini le système de gestion de la maintenance avec ses différents aspects préventifs et correctifs.

Nous avons dressé la typologie de ce dernier et nous l'avons positionné par rapport aux installations de transport (transporteuse à bande).

D'autre part, nous avons pu cibler la transporteuse à bande le plus défaillant d'abord à travers les statistiques des pannes de tout le complexe sidérurgique (Cimenterie Lafarge de Hammam Dalaa à M'sila) d'où nous avons déduis l'unité la plus vulnérable, puis la transporteuse à bande dont la fréquence de panne est la plus élevée à l'aide de la méthode ABC, ce qui a permis de confirmer que la bande est l'élément le plus fragile du transporteur.

Une approche de recherche probabiliste basée sur les modèles des lois de fiabilité (Weibull) nous a permis de déduire la périodicité d'intervention afin d'avoir une fiabilité allant jusqu'à 75%.

Elle nous a permis une détermination du temps systématique des interventions afin d'améliorer la fiabilité précoce d'usure survenant sur le bande.

Il est en effet impératif d'utiliser des procédures draconiennes pour s'assurer de la propreté des systèmes de prélèvement et d'analyse et d'intervenir sur la bande même si celle-ci ne présente aucun défaut car la déchirure est brusque et brutale.

Conclusion général

Conclusion général

Les transporteuses sont des machines à part entière dans un atelier et le fait qu'ils fonctionnent en continu pose de nombreuses questions de maintenance épineuses.

Sans aller jusqu'à la panne complète qui immobilise la totalité de la chaîne de production, le moindre dysfonctionnement de ce type d'équipement impacte très lourdement les performances de l'unité de production et donc la compétitivité de l'ensemble de l'usine.

Une maintenance rigoureuse de ces équipements est donc primordiale, non seulement pour des raisons de sécurité évidentes, mais également pour préserver la rentabilité des installations.

Les techniciens vérifient, nettoient, règlent les transporteuses dans le respect des normes réglementaires de façon à optimiser leur fonctionnement et la sécurité des employés qui travaillent à proximité.

La transporteuse à bande est une installation complexe constituée de plusieurs organes mécaniques, présentant un rôle primordial pour la production.

Avant chaque choix ou conception d'une transporteuse à bande, il faut d'abord faire une recherche complète, qui couvre tous les aspects techniques, pour acquérir une connaissance suffisante sur les caractéristiques techniques des transporteuses à bande, les composants des transporteuses et leurs dénominations, leurs domaines d'utilisations, ainsi les différents types des transporteuses.

Cette connaissance nous permet de déterminer le type de transporteuse à bande avec un bon calcul de dimensionnement, dans le but de nous assurer la longue durée de vie de ces composants et d'éviter les risques et les incidences sur la sécurité de ces derniers.

L'objectif de ce projet était de faire une étude mécanique de transporteuse à bande (BC-020) au niveau de la cimenterie LAFARGE M'sila, afin de constater l'analyse des différentes méthodes de fonctionnement de ce mécanisme.

D'un point de vue technique, le stage nous a permis de mettre en avant nos compétences dans notre domaine et explorer les différents éléments et leurs caractéristiques, caractéristiques du produit transporté, débit de matière souhaité, caractéristiques de l'installation et les différentes dimensions de chaque élément, pour assurer les critères d'optimisation disponibles de ce transporteur.

Concernant la gestion de la maintenance et de la sécurité de ce transporteur, nous avons dévoilé les plans, les méthodes et outils de la maintenance, pour minimiser les degrés de défaillance et de la dégradation des organes mécaniques d'une part et d'augmenter la durée de vie du système d'autre part.

Les instructions et les consignes de la sécurité doivent être respectées pour éviter les accidents dans l'entreprise, nous devons aussi faire attention à tous les appareils et tous les éléments de protection, qui jouent un rôle très important pour assurer la sécurité.

Néanmoins nous avons analysé les paramètres concrets des transporteurs qui entrent en action dans la réalisation du facteur de traction à savoir la tension au point de sortie, l'angle d'enroulement, l'état de surface du tambour moteur et la disposition du transporteur ce qui reste à notre avis insuffisant car on n'intègre pas les conditions d'exploitation telles que l'humidité de la charge à transporter et la température ambiante.

D'une manière générale nous pouvons fixer que le transporteur à bande et une installation complexe et les facteurs qui agissent sur la qualité de son fonctionnement à moindre panne et coût sont multiples ce dernier exige une surveillance continue et un entretien des plus rigoureux.

Références bibliographies

Références bibliographies

- [1] H. BREIDENBACH, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, NETHERLANDS, 1983.
- [2] A. BELHAMRA, Amélioration des conditions d'exploitation des convoyeurs à bande, université BADJI MOKHTAR d'Annaba, Thèse de Doctorat d'Etat, 2015, 155 pp.
- [3] Meziane Ridha, Étude mécanique et électrique d'un convoyeur à bande afin d'augmenter sa charge, mémoire de Master en Électrotechnique, Université Abderrahmane Mira-Bejaia, Algérie, 2013, 108 pp.
- [4] CHEKKAF Z., GHEZOUANI M., Étude, analyse et synthèse d'un convoyeur à bande cas SCIBS Beni saf, mémoire de Master en Construction mécanique, Université Boubaker Belkaïd Tlemcen, Algérie, 81 pp.
- [5] F. V. Hetzel and R. K. Albright, Belt conveyors and belt elevators, New York, London, 1941.
- [6] G. M. Metcalfe, G. A. R. Prentice, Conveyor Belting in Canada, Canadian Mining Journal, no. 3, 1958.
- [7] A. Lopatin, Opisanie razrabotki zolotykh priiskov posredstvom peskovoza, Irkoutsk, 1960.
- [8] Peskovozy dlya razrabotki zolotykh promyslov, Gazeta Vostotchnoi Sibiri « Amour », Irkoutsk, n° 1, 1861.
- [9] A. A. Ostrometski, Otcherki po istorii rousskoi gornoï mekhaniki, Ougletekhizdat, 1953.
- [10] P. N. Gouloukov, Primenenie transporterov pri otkrytykh razrabotkakh, Ougol. Moscow, n° 110, 1934.
- [11] Faddeev B. V. Historique de l'utilisation des convoyeurs à bande dans les travaux miniers, histoire des sciences, tome 24, n°1, 1971. 61-66 pp.
- [12] DUNLOP, Constructeur de bandes pour convoyeurs, site internet : www.Dunlop.com, consulter le 22 Février 2019.
- [13] Latreche kaddour ,boumagouda loubna, Conception d'un convoyeur à bande, thème de master, 2011, 65 pp.

- [14] DIN22101, Continuous conveyors-Belt conveyors for loos bulk materials-Basics for calculation and dimensioning, 1982.
- [15] K. LATRECHE, L. BOUMAGOUDA, Conception d'un Convoyeur à Bande, Université Larbi Tébessi de Tébessa, mémoire de master, 2016, 82 pp.
- [16] Bencri Khoudir, Amghar Aghilas, Etude et dimensionnement d'un convoyeur à bande, mémoire de master, Université Abderrahmane Mira, Bejaia, 2012, 107 pp.
- [17] D. Roessner. Contribution à l'étude du comportement mécanique des carcasses textiles de bandes transporteuses : optimisation de la jonction. PhD thesis, Université de Haute Alsage, 2010, 105 pp.
- [18] Pozychnich E.K., Pozychnich K.P. Calcul de convoyeur à bande, manuel d'étude, Khabarovsk, Russie : FESTU, 2006, 66 pp.
- [19] A. B. Kapranova, I.I. Verloka, M.N. Bakin, P.A. Yakovlev, Méthode de calcul du convoyeur à courroie pour mélange d'appareil avec de la bande mobile, DOI : 10.17277 / vestnik.2017.04, 626-634 pp.
- [20] Kozhushko, G. G. Calcul et conception de convoyeurs à bande, manuel pédagogique, Ekaterinburg, Ed. Ural University, 2016, ISBN 978-5-7996-1836-0, 232 pp.
- [21] Groupe RULMECA, Rouleaux et composants pour manutention de produits en vrac, 3^{ème} édition, 2014, 307 pp.
- [22] Rawdha Kessentini, Contribution à l'étude du comportement des bandes de convoyeurs soumises à des sollicitations opérationnelles, Thèse de doctorat de l'Université Paris-Saclay; Ecole Nationale d'ingénieurs de sfax (ENIS), 2018, 178 pp.
- [23] SEHONOU M. Emile, Etude, fabrication et installation d'un convoyeur à bande sous l'ATM de correction du broyeur à cru, Ecole Polytechnique d'Abomey-Calavi, Mémoire d'ingénieur 2017, 145 pp.
- [24] L. Melco, Informations techniques pour l'étude et la conception des convoyeurs à bande, 2015, 88 pp.

- [25] J. C. Francastel, La fonction maintenance : de l'expression à la satisfaction du besoin, AFNOR, 1999, 67 pp.
- [26] Vernier, François Monchy Jean-Pierre. "MAINTENANCE Méthodes et organisations, 3ème édition, Dunod, 20015, 89 pp.
- [27] A. BELHAMRA, « Thèse de Magister » Université de Annaba, 1985.
- [28] A. TCHERVONIE, VKO, A. RAZDOLSKI, W. 7-4BOLOTN1. Dynamique des convoyeurs de grande longueur, Ed. NAOUKA-DOUMKA, Kiev 1983, 192 p (en Russe).
- [29] A. BELHAMRÀ. E. SNOVEDSKI, Recherche des réserves du facteur de traction des Convoyeurs à bande contemporains, Revue scientifique, « Electromécanique minière 1/84.
- [30] J. BASS, Equations différentielles aux dérivées partielles- Optimisation — Groupes de transformation — Méthodes numériques, édition, Tome 2, Ed.
- [31] r. DOBROLSKI. K. ZABLONSKI. Eléments de machines, Ed. MIR. Moscou, 1971, 636p (en Français).
- [32] B. KOUZNETSOV. Transport dans les entreprises minières. Ed. NIEDRA. Moscou. 1976. 552 p. (en Russe).
- [33] R. MERZOUKI. Estimation of backlash phenomenon in the electromechanical actuator, Elsevier, Control Engineering Practice, p974-983, 2004
- [34]V. Klepikov, N. Natalia , Commande d'un système électromécanique avec frottement visqueux négatif, revue M'isole, UKRANI, P 283-286, 1998
- [35] G. LIONS. Les inéquations en mécanique et en physique. Dunod Paris, 1972.
- [36] L. VIDAL. Exploitation des mines « Transport et services généraux du fond Tome II, Paris, 1962, 170 p. MASSON, 1978.p466
- [37] Cimenterie LAFARGE, Manuelle de la cimenterie Lafarge de Hammam Dalaa à M'sila, 1994
- [38] Alexander P., Blandine A., Formation « ciment », Lafarge, 2009, 63 pp.
- [39] A.Z DALGLEICHL, G.Lodewijks, Measurement and Verification Of a motor sequencing controller on a conveyer belt, Pergamum. Energy. p 913-927 . 2002

- [40] AFNOR, Recueil des normes Françaises X 06. X 50, X 60. AFNOR
- [41] AFNOR. Guides de l'utilisateur : Contrats de maintenance, édition. 1988. AFNOR
- [43] Alfares H. K. Aircraft maintenance workforce scheduling a case Study Journal of Quality in Maintenance Engineering. Vol. 5, N02. pp. 78-89. 1999.
- [44] Ait-Kadi, D. availability optimization for randomly failing equipment's. Advances in the factories of the future, CIM and Robotics, Elsevier Sciences Publishers. pp. 333-342, 1993.
- [45] Monchy, F, La fonction maintenance : Formation à la gestion de la maintenance industrielle. Collection technologies de l'université à l'industrie, MASSON, 1991. 123
- [46].41-Vqjaar B. et Alsyoufi. Improving effectiveness of manufacturing systems Using total quality maintenance, Integrated Manufacturing Systems, Vol. IL. NV, pp.267-276. 200/1
- [47] Bamber C., J. Sharp J. M. ET Hides M. T. Factors affecting successful Implementation of total productive maintenance. A UK manufacturing case Study perspective. Journal of Quality in Maintenance Engineering, Vol. 5. N03, pp. 162-181. 1999. 149.
- [48] Jardine K. S. Joseph, T. et Banjevic D. Optimizing condition-based maintenance decisions for equipment subject to vibration monitoring. Journal of Quality in maintenance Engineering, Vol. 5. N 03. pp. 192-202, 1999
- [49] Monchy, F, La fonction maintenance : Formation à la gestion de la maintenance industrielle. Collection technologies de l'université à l'industrie, MASSON, 1991. 123
- [50] ben-daya M. et Alghamdi A; S; On an imperfect preventive maintenance model, international journal of quality and reliability management, vol.17N°6. pp. 6661-670, 2000
- [51] Nakajima S. ; La maintenance productive totale : Mise en œuvre. FNOR 1989.
- [52] Liprot D. et palarchi0 G.. Utilizing advanced maintenance practice. And information technology to achieve maximum equipment reliability international Journal of quality and reliability Management. Vol. pp.
- [53] Lyonnais P., Maintenance mathématique et méthode. Troisième édition. Technique et édition Lavoisier, France, 1992.

54) Madoul. E... Robust regression met model for a maintenance float policy international Journal of Quality and reliability Management. Vol. J 6. N°S. pp. 433-456.1

(55) pintelon L. ; Nagarur N. et Van Puy Velde F.. Case study: RCM — yes. No or maybe? Journal of Quality in Maintenance Engineering. Vol 5. NO.3. pp. 182- 192.

56) Prickett p. W... An integrated approach to autonomous maintenance management, Integrated Manufacturing Systems. VOL IO. N 0.4. m. 233-243. 125, 1999.