



Facult édes Sciences de l'Ing énieur

Département d'Electrom écanique

M émoire :

Pr ésent éen vue de l'obtention du diplôme de Master

***Contr ôle et r églage de la vitesse du convoyeur à bande
pendant le r égime transitoire***

Domaine : Sciences et Techniques

Fili ère : ELECTROMECHANIQUE

Sp écialit é: ELECTROMECHANIQUE

Par :

Mme HAMAIZI Nora

Directeur du M émoire : BELHAMRA ALI Prof. Universit éd'Annaba

Devant le jury

Pr ésident :

BELHAMRA ALI

Pr - U.B.M.A

Examineurs :

BOURAS.S

Pr - U.B.M.A

FARAH.L

M.C.B -U.B.M.A

MENASRIA.Y

M.C.B -U.B.M.A

Remerciements



Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

En second lieu, je tiens à remercier mon encadreur Pr : BELHAMRA Ali, président de jury pour son conseil et son aide durant toute la période du travail.

Mes remerciements s'étendent également à Mme. DJEMAI Mounira enseignante au département d'électromécanique à l'université de BADJI Mokhtar - Annaba pour ses bonnes explications qui m'ont éclairé le chemin de la recherche et sa collaboration dans l'accomplissement de ce modeste travail.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à tous les enseignants qui nous ont enseigné et qui par leurs compétences nous ont soutenu dans la poursuite de nos études et spécialement Mr FARAH Lotfi et Melle Menasria et Melle KHALFA Dalila.

Je tiens enfin à remercier, tout particulièrement ma petite famille qui m'a accordé la liberté d'action et la patience nécessaires pour réaliser ce travail, ainsi que toutes les personnes qui m'ont soutenue.

HAMAIZIA Nora

Dédicaces



Je dédie ce modeste travail en guise de reconnaissance d'amour et d'affection

A ma très chère maman

Puisse dieu tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

A la mémoire de mon père

Que vous reposiez dans le paradis du seigneur.

A ma petite famille :

Mon mari GHAZALI Abdelouahab

Ma petite jolie fille Afaf et mon grand petit garçon Iyad el Mouatez.

Pour leur soutien et l'encouragement qu'ils m'ont apporté tout le long de mes études.

رَبِّ أَوْزَعْنِي أَنْ أَشْكُرَ نِعْمَتَكَ الَّتِي أَنْعَمْتَ عَلَيَّ وَعَلَى وَالِدَيَّ وَأَنْ أَعْمَلَ صَالِحًا تَرْضَاهُ وَأَصْلِحْ لِي فِي دَرْجَتِي إِنَّي نُسِئْتُ إِلَيْكَ وَإِنِّي مِنَ الْمُسْلِمِينَ

A ma très chère copine DJEMAJ Mounira.

Je ne saurai traduire sur du papier l'affection que j'ai pour toi.

A mes beaux-parents, mes frères et mes sœurs.

R é s u m é

Le convoyeur à bande est le système de manutention le plus couramment mis en œuvre par rapport à d'autre moyen de transport (camion, transport par rail, etc...)

Le choix d'un convoyeur à bande dépend d'une connaissance parfaite des caractéristiques de construction et des forces qui s'exercent sur tous ses composants, à cause de leur utilisation intensive.

Les opérations des convoyeurs à bande impliquent une quantité considérable d'énergie électrique, et pour diminuer cette consommation d'énergie, l'approche de contrôler la vitesse est l'un de ces solutions, pour cette raison nous présentons dans cette thèse une méthode en trois étapes qui peut être utilisée pour déterminer la bonne façon d'accélérer un convoyeur à bande à vitesse contrôlée pendant le fonctionnement transitoire.

Cette méthode prend en compte les risques potentiels en fonctionnement transitoire et la performance dynamique du convoyeur.

Nous avons étudié l'état du système horizontal en appliquant la méthode en trois étapes, dont les simulations sont basées sur un modèle d'éléments finis existant d'un convoyeur à bande.

Mots clés : Le convoyeur à bande, la vitesse, l'accélérateur approprié ,la performance dynamique

ملخص

الحزام الناقل هو نظام المناولة الأكثر استخداماً مقارنة بوسائل النقل الأخرى (الشاحنات، النقل بالسكك الحديدية، إلخ...)

يعتمد اختيار الحزام الناقل على معرفة كاملة بخصائص البناء والقوى التي تمارس على جميع مكوناته، بسبب استخدامها المكثف.

تتضمن عمليات الحزام الناقل كمية كبيرة من الطاقة الكهربائية ، وللتقليل من استهلاك هذه الطاقة، فإن أسلوب التحكم في السرعة هو أحد هذه الحلول ، لهذا السبب نقدم في هذه الأطروحة طريقة من ثلاث خطوات يمكن استخدامها لتحديد الطريقة المناسبة لتسريع ناقل الحزام المتحكم فيه بسرعة أثناء التشغيل العابر.

تأخذ هذه الطريقة في الحسبان المخاطر المحتملة في التشغيل العابر والأداء الديناميكي للناقل.

درسنا حالة النظام الأفقي من خلال تطبيق طريقة الخطوات الثلاث، التي تستند عمليات المحاكاة الخاصة بها إلى نموذج عنصر محدد موجود في الحزام الناقل.

المفتاحية الكلمات

الحزام الناقل ، السرعة ، التسريع المناسب ، الأداء الديناميكي

Abstract

The conveyor belt is the most commonly used handling system compared to other means of transport (truck, rail transport, etc ...)

The choice of a belt conveyor depends on a perfect knowledge of the characteristics of construction and the forces exerted on all its components, because of their intensive use.

The operations of belt conveyors involve a considerable amount of electrical energy, and to reduce this energy consumption, the approach to control the speed is one of these solutions, for this reason we present in this thesis a method in three steps that can be used to determine the proper way to accelerate a speed-controlled belt conveyor during transient operation.

This method takes into account the potential risks in transient operation and the dynamic performance of the conveyor.

We studied the state of the horizontal system by applying the three-step method, whose simulations are based on an existing finite element model of a conveyor.

Key words : Conveyor belt, speed, appropriate accelerator, dynamic performance.

Liste des figures

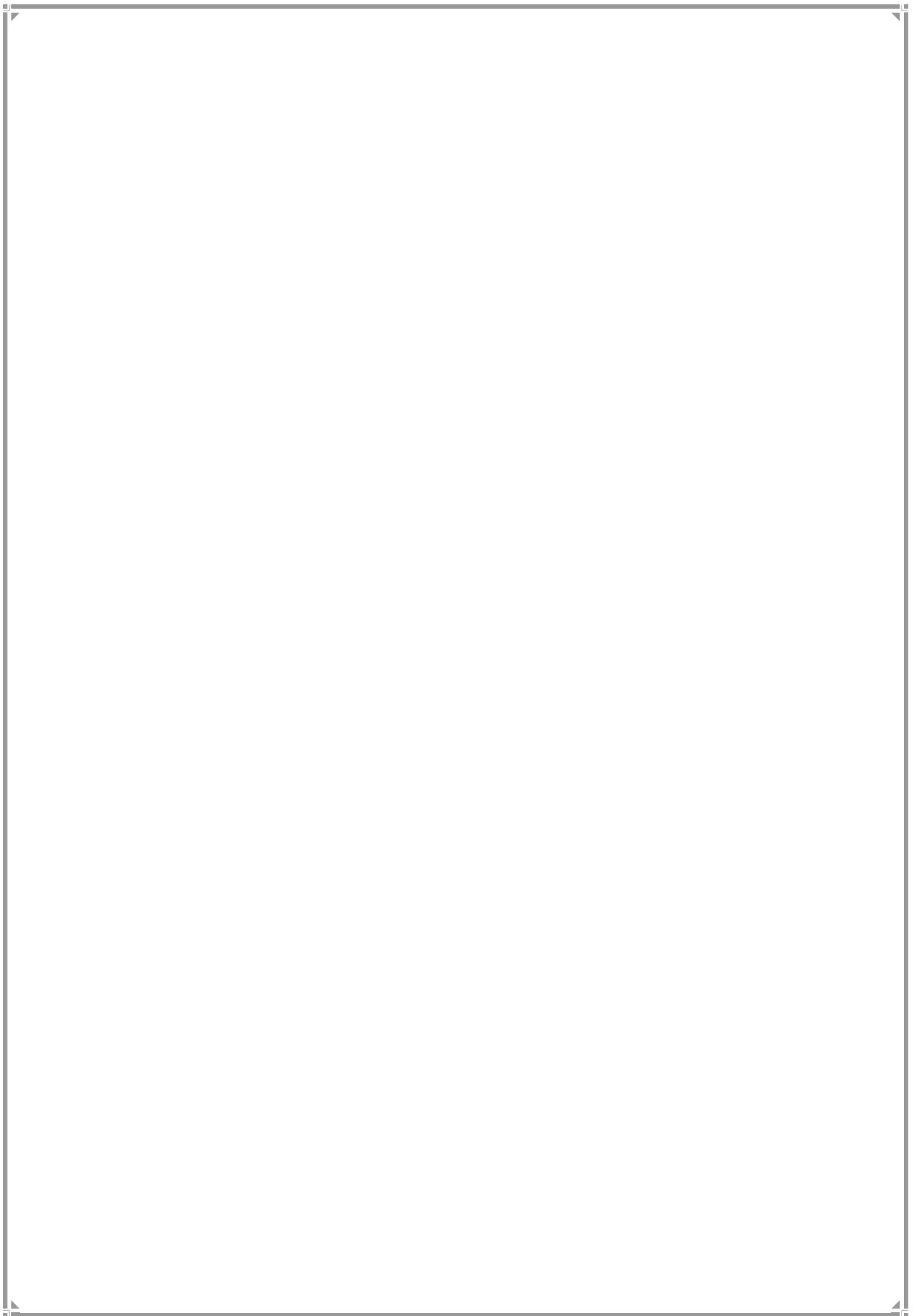
Numéro	Titre de figure
Figure 1	Vues des convoyeurs en continu. 1
Figure 1.	Schéma de principe d'un convoyeur à bande.
Figure 1.	Autres vues du convoyeur à bande.
Figure 1.3.a	Convoyeur à bande horizontale
Figure 1.3.b	Convoyeur à bande à tronçon horizontal et incliné
Figure 1.3.c	Convoyeur à bande horizontale où l'espace permet une courbe
Figure 1.3. d	Convoyeur à tronçons horizontal et incliné où l'espace
Figure 1.3. e	Convoyeur à bande incliné et Tronçon horizontal,
Figure 1.3. f	Convoyeur à une seule bande comportant un tronçon horizontal,
Figure 1.3. g	Convoyeur à tronçons horizontal et incliné où l'espace ne
Figure 1.3.h	Convoyeur dont la bande est chargée en pente ascendante ou
Figure 1.4	Les différents composants du convoyeur à bande.
Figure 1.5	Tête d'entraînement classique.
Figure 1.6	Tambour motorisé
Figure 1.7	Tambours de commande avec revêtement.
Figure 1.8	Tambours de renvoi.
Figure 1.9	Tambours de d'inflexion ou de contrainte.
Figure 1.10	Rouleaux porteurs et station supports inférieurs.
Figure 1.11	Vue du système avec tambour de tension à contrepoids le plus
Figure 1.12	Vues de trémie de chargement.
Figure 1.13	les dispositifs de nettoyage.
Figure 1.14	Couvercle de protection.
Figure 1.15	Vue d'une bande
Figure 1.16	Différents domaine d'utilisation.
Figure 2.1	Diagramme des données principales de calcul.
Figure 2.2	Angle d'éboulement
Figure 2.3	Angle de surcharge.
Figure 2.4	Différents produits à transportés.
Figure 2.5	Profil à hauteur variable
Figure 2.6	Aspect de la largeur de la bande.

Figure 2.a	- Rouleaux ordinaires ou men éde bagues caoutchouc
Figure 2.b	- 2 rouleaux ordinaires ou amortisseurs de bagues caoutchouc
Figure 2.c	- Rouleaux parall ès, ordinaires ou amortisseurs
Figure 2.d	2 Rouleaux parall ès, ordinaires ou amortisseurs
Figure 2.e -	3 Rouleaux parall ès, ordinaires ou amortisseurs
Figure 2.7	Configuration du produit transport é
Figure 2.8	Diagramme de la m éthode de calcul du convoyeur à bande.
Figure 2.9-	<i>Résistance à l'avancement pour une bande transporteuse</i>
Figure 2.10	- Variation de la vitesse de translation en fonction de la masse
Figure 2.11 –	Ecartement des stations-supports
Figure 2.12-	Valeurs d'approximation pour le calcul de la masse de la carcasse.
Figure 2.13-	Coefficient C en fonction de la longueur de transport L.
Figure 2.14-	Profil à hauteur variable.
Figure 2.15 -	Distribution des forces de traction.
Figure 3.1	Vues des convoyeurs à bande.
Figure 3.2	Diagramme du flux de la m éthode en trois é tapes.
Figure 3. 3	Distribution des forces de traction exerc ées sur la bande en r égime T
Figure 3. 4	Distribution des forces de traction exerc ées sur la bande en r égime P
Figure 3. 5	Profils d'acc él ération et courbes de vitesse avec acc él ération autoris ée.
Figure 3. 6	Exemples de champ de contraintes calcul é dans une simulation par é éléments
Figure 3.7	M éthode des é éléments finis à masse forfaitaire
Figure 3.8	Mod èle unidimensionnel du syst ème de convoyeur à bande.
Figure 3.9	Convoyeur à bande horizontal.
Figure 3.10	Courbe de vitesse idéal e avec un profil d'acc él ération sinusoidal.
Figure 3.11	Courbes de vitesse pour tambour d'entra înement et pour tambour
Figure 3. 12	Vitesse de la bande à chaque noeud dans le processus de r égulation
Figure 3. 13	Tension de la courroie avant la poulie motrice dans le processus
Figure 3. 14	Vitesse du rotor du moteur dans le processus de r égulation de la vitesse.
Figure 3.15	Couple é lectromagn étique du moteur dans le processus de

Tableau II . 1	Angles de talutage, d' éboulement et écoulement du produit
Tableau II . 2 -	Largeur minimale de la bande
Tableau II . 3 -	Vitesses maximales conseill ées.
Tableau II . 4 -	Vitesses maximales conseill ées.
Tableau II . 5 -	Coefficient de frottement interne <i>f</i> des produits et des parties tournantes.
Tableau II . 6 -	Coefficient de r éistance passive en fonction de la temp ération.
Tableau III. 1-	Les risques d' échec et leurs solutions.
Tableau III. 2-	Param ères du syst ème de convoyeur à bande type KPL-400

Principaux Unités utilisées

[t/m ²]	Tonne par mètre au carré
[mm]	millimètre
[t/h]	Tonne par heure
[m ³ /h]	Mètre cube par heure
[m/s]	Mètre par seconde
[m ²]	Mètre au carré
[Kg/m]	Kilogramme par mètre
[m/s ²]	Mètre /seconde
[N]	néotène
[Kw]	kilowatt
[Kg.m ²]	Kilogrammètre au carré
[h/m]	Heure par mètre
[m]	Mètre
[KN/m]	Kilo néotène par mètre

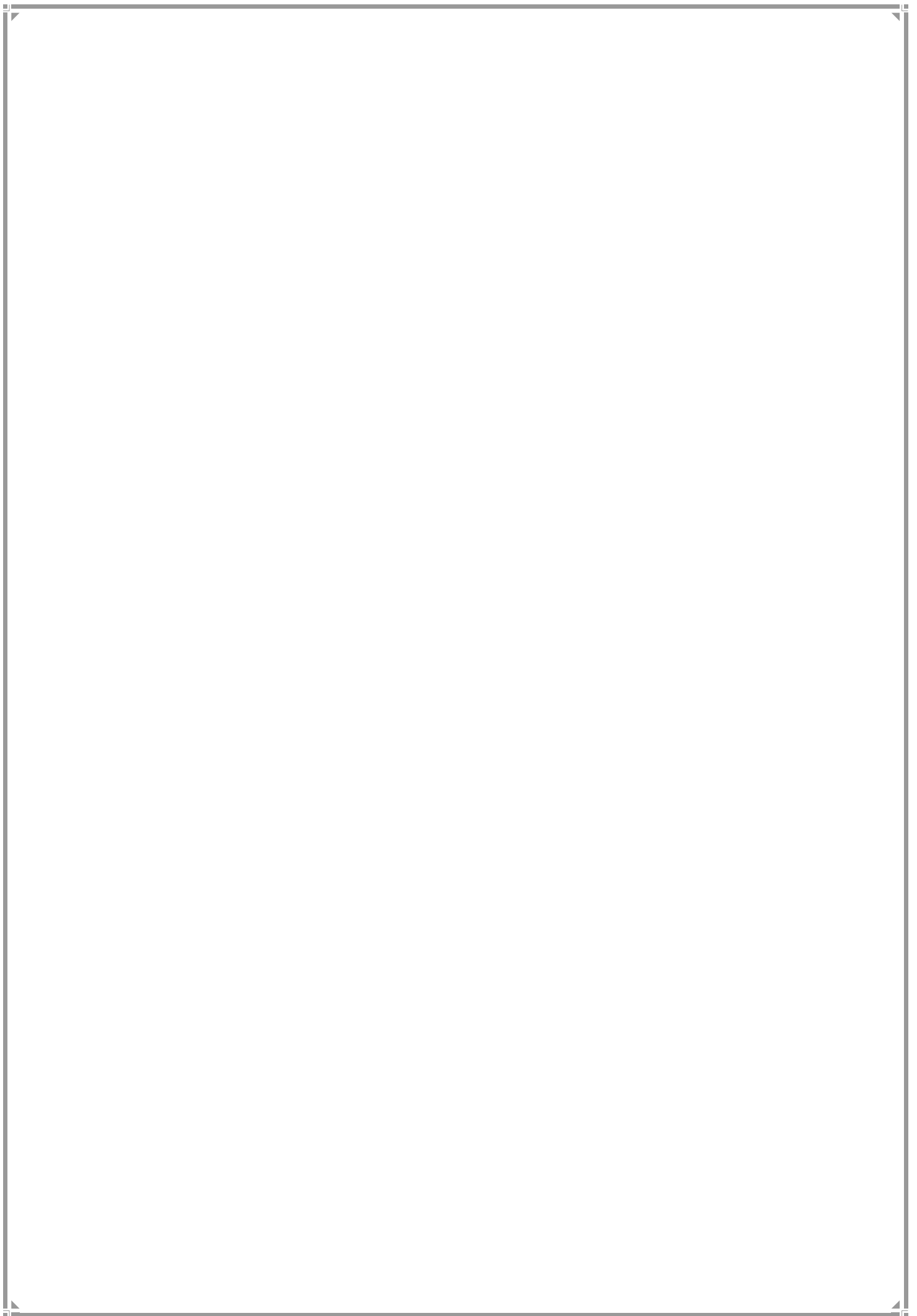


Sommaire

Titre	Page
Introduction g é n é r a l e	
Introduction	1
Chapitre I : Convoyeur à bande et domaines d'utilisation	
I . 1. Introduction.....	2
I . 2. Caract é r i s t i q u e t e c h n i q u e d e s c o n v o y e u r s à b a n d e.....	2
I . 3. C o m p o s a n t s e t l e u r d é n o m i n a t i o n	6
I . 3. 1 T a m b o u r d e c o m m a n d e	6
I . 3. 2 T a m b o u r d e r e n v o i (d e r e t o u r).....	8
I . 3. 3 T a m b o u r d ' i n f l e x i o n o u d e c o n t r a i n t e	8
I . 3. 4 S t a t i o n s p o r t e u s e s e n a u g e e t s t a t i o n s - s u p p o r t s i n f é r i e u r s.....	9
I . 3. 5 D i s p o s i t i f s d e t e n s i o n (t a m b o u r d e t e n s i o n a v e c u n c o n t r e p o i d s)	10
I . 3. 6 T r é m i e d ' a l i m e n t a t i o n.....	10
I . 3. 7 D i s p o s i t i f s d e n e t t o y a g e.....	11
I . 3. 8 C a p o t o u c o u v e r c l e p r o t e c t e u r	12
I . 3. 9 B a n d e (c o u r r o i e).....	12
I . 4. D o m a i n e s d ' u t i l i s a t i o n	13
I . 5. C o n c l u s i o n.....	14
Chapitre II : Méthodologie de calcul du convoyeur à bande	
II . 1. Introduction.....	15

II .2. Détermination des caractéristiques principales.....	15
II .2.1. Produit transporté.....	16
II .2.1.1 Angle d'éboulement du produit (Angle de frottement).....	16
II .2.1.2 Angle de surcharge ou d'éboulement du produit.....	16
II .2.1.3 Dimension de matière (granulométrie).....	17
II .2.1.4 Autre propriété.....	17
II .2.2 Flux du produit transporté.....	18
II .2.3 Parcours ou dénivellation du produit transporté.....	18
II .2.4 Type de transporteur.....	19
II .2.4.1 Largeur de bande.....	20
II .2.4.2 Vitesse de bande.....	21
II .2.4.3 Support de bande.....	22
II .2.4.4 Type de station support.....	22
II .2.5 Capacité de transporteur.....	23
II .3. Méthode de calcul du transporteur.....	24
II .3.1 Masses.....	25
II .3.1.1 Masse de stations de rouleaux – porteurs.....	25
II .3.1.2 Masse de la bande transporteuse.....	27
II .3.1.3 Masse d'éléments d'entraînement.....	28
II .3.2 Coefficients.....	28
II .3.3.1 Répartition des résistances à l'avancement.....	31
II .3.3.2 Résistance à l'avancement par tronçon.....	31
II .3.4 Puissance d'entraînement P_{Tr}	32

II . 3. 5 Force périphérique F_U	32
II . 6 Conclusion.....	34
 Chapitre III : Contrôle et réglage de la vitesse du convoyeur à bande	
III. 1. Introduction.....	35
III. 2. Comportement dynamique du convoyeur à bande en mode transitoire.....	36
III 3. Risques potentiels en fonctionnement transitoire.....	36
III. 4. Méthode d'obtention d'un fonctionnement d'accélération approprié.....	37
III. 4.1 Initiation.....	39
III. 4.1.1 Tension nominale de la bande et facteur de sécurité.....	40
III. 4.1.2 Glissement de la bande autour de tambour d'entraînement	45
III. 4.1.3 Couple de serrage du moteur	46
III. 4.1.4 Profil d'accélération.....	47
III. 4.2 Calcul.....	47
III. 4.3 Optimisation.....	51
III. 5. Etude de cas	51
III. 5.1 Etape 1 - Initiation.....	52
III. 5.2 Etape 2 - Calcul dynamique.....	54
III. 5. 3 Etape 3 - Optimisation	58
III. 6 Conclusion	59



Introduction générale



Thème:

Contrôle de la vitesse des convoyeurs à bande pendant le fonctionnement transitoire

Introduction

L'introduction des bandes transporteuses a permis de relever l'exploitation du matériel d'abattage d'environ **80 à 85%** du débit théorique. Le coût économique du transport par bande pour lequel on doit préférer ce dernier au transport par rails et par camions est influencé principalement par la quantité de matières transportées et profondeur du chantier (cas des mines souterraines) [8]

D'après **POTAPOV. M. G** et **A. S. SKOTCHINSKI** de l'institut des mines de **Moscou** pour les mêmes conditions d'exploitation, il ressort que le convoyeur à bande est le mieux adapté du point de vue économique. D'après l'étude comparative, le transport par camions et par bande transporteuse faite par **REI (PRESA** entreprises Italienne) [24] il ressort que pour le même tonnage annuel, on économise jusqu'à 60% par rapport aux camions.

Compte tenu de leur utilisation intensive, les opérations des convoyeurs à bande impliquent une quantité considérable d'énergie électrique à titre d'exemple les convoyeurs à bande consomment **50 à 70%** d'énergie électrique totale d'un terminal de vrac sec ; c'est pourquoi il est nécessaire de s'occuper de ce problème à cause des défis liés à la disponibilité de l'énergie et à cause de la pollution de l'environnement dans certain parties du monde.[1]

Au cours des dernières décennies, plusieurs solutions d'économie d'énergie ont été proposées pour réduire la consommation d'énergie des convoyeurs à bande ; l'un de ces solutions est L'approche du contrôle de vitesse. [2,3] de la bande.

La recherche actuelle sur le contrôle de la vitesse pour les convoyeurs à bande se concentre principalement sur le calcul et la prédiction des économies d'énergie possibles ; Pour cette raison, nous présentons dans ce travail une méthode en trois étapes qui peut être utilisée pour déterminer la bonne façon d'accélérer un convoyeur à bande à vitesse contrôlée pendant le fonctionnement transitoire potentiel.[2]

En outre, nous avons analysé le comportement dynamique du convoyeur en mode transitoire avec une méthode d'éléments finis, de plus les risques sont discutés en détail.

Pour illustrer plus clairement la méthode en trois étapes, un convoyeur à bande horizontal est étudié

La mise en œuvre de l'étude de cas montrera la faisabilité de la méthode en trois étapes pour réaliser l'opération d'accélération appropriée avec un temps d'accélération optimal. La contribution principale de ce travail est la présentation d'une méthode en trois étapes pour réaliser l'opération transitoire appropriée avec un temps d'accélération optimal. [1]

CHAPITRE 1

Convoyeur à bande et domaines d'utilisation

Thème:

Contrôle de la vitesse des convoyeurs à bande pendant le fonctionnement transitoire

I . 1. Introduction

La grande diversité du matériel de transport disponible actuellement sur le marché exige de l'utilisateur de faire des calculs économiques au préalable car les travaux qui auparavant ne pouvaient être entrepris que selon un nombre limité de moyens sont réalisables aujourd'hui par des moyens beaucoup plus nombreux. Parmi, ces moyens où distingue le convoyeur à bande qui est le système le plus couramment mis en œuvre.[5]

Les convoyeurs en continu sont des installations de manutention mécaniques, pneumatiques ou hydraulique, pouvant véhiculer en continu un produit sur un trajet établi, de longueur déterminée, à partir d'une station d'alimentation jusqu'à un point de déversement.

Ces installations peuvent être fixes ou mobiles et sont utilisées pour le transport de produits en vrac ou de charges isolés. Dans ce chapitre nous allons définir les caractéristiques technique des convoyeurs à bande, compris leurs composants et leurs domaines d'utilisations.[6]

I . 2. Caractéristique technique des convoyeurs à bande

Les convoyeurs à bande sont des convoyeurs continus à carcasse textile ou acier et à revêtement caoutchouc ou plastique, confectionner en textile ou en plastique et conçue en tant qu'organes de traction et de charge sont supportés et guidés par des rouleaux horizontaux ou des rouleaux en auge ou glissant sur une sole lisse. .[9]

Ils sont caractérisés par le type de bande transporteuse utilisée (matériaux, texture, épaisseur), car elle est le composant le plus principal, dont la fonction est double :

1. Recevoir le produit transporté
2. Transmettre la force nécessaire pour déplacer cette charge. .[5]



Figure 1.1 Vues des convoyeurs en continu.

On distingue des différents types de bandes :

- Bandes de toile et caoutchouc.
- Bandes de fibres naturelles et synthétiques.
- Bandes d'acier.
- Bandes de treillis métallique.

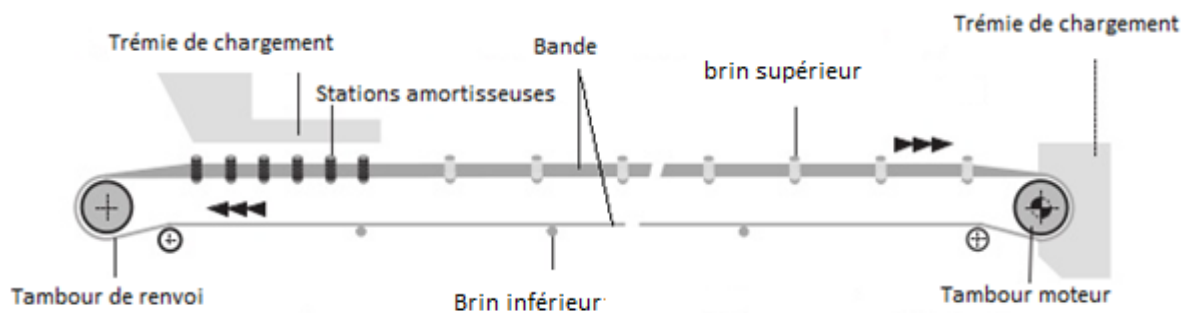


Figure 1.2 Schéma de principe d'un convoyeur à bande.

Le convoyeur à bande est créé pour transporter des produits en continu sur la face supérieure de la bande. [5,6]

Les surfaces de la bande (supérieure sur le brin porteur et inférieure sur le brin de retour) sont en contact avec une série des rouleaux montés sur le châssis du convoyeur en un ensemble appelé station-support ; A chaque extrémité du convoyeur, la bande s'enroule sur un tambour, l'un d'entre eux étant relié à un groupe d'entraînement pour transmettre le mouvement.

Parmi les autres systèmes de transport, le plus compétitif est certainement le transport par camion, par rapport à ce dernier, le convoyeur à bande présente les avantages suivants :

- Réduction des effectifs nécessaires.
- Réduction de la consommation d'énergie.
- Long intervalle entre les périodes de maintenance.
- Indépendance du système par rapport à son environnement.
- Réduction des coûts d'exploitation. [10]

Selon les charges à transporter, les grands convoyeurs à bandes peuvent présenter une économie de 40 à 60% par rapport au transport routier ; Les composants électriques et mécaniques des convoyeurs tels que rouleaux, tambours, roulements, moteur... etc. sont fabriqués dans le respect des normes les plus strictes. Le niveau de qualité atteint par les principaux fabricants garantit leur bon fonctionnement et une durée de vie plus longue. .[5]

Les principaux composants du convoyeur, à savoir les rouleaux et la bande nécessitent très peu de maintenance à partir du moment où la conception et l'installation ont été correctement réalisés.

La bande élastomère (caoutchouc synthétique ou artificiel) ne nécessite que des réparations occasionnelles ou superficielles, et les rouleaux étant dotés d'une étanchéité à vie, n'ont pas besoin d'être lubrifiés. .[10]

Le niveau de qualité très élevé ainsi que les technologies de pointe utilisées peuvent encore réduire, voire même supprimer la nécessité d'une maintenance ordinaire.

Le revêtement caoutchouté des tambours a une durée de vie de deux ans, l'utilisation d'accessoires appropriés pour nettoyer la bande aux points de chargements et de déchargements, permet d'obtenir des améliorations notables et d'augmenter la durée de vie de l'installation tout en nécessitant relativement peu de maintenance ; Tous ces facteurs contribuent à limiter les frais d'exploitation. .[11,6]

En employant les caractéristiques de flexibilité force et efficacité le convoyeur à bande est la solution idéale pour transporter des produits en vrac et d'autres matériaux des développements continus dans ce domaine donnent encore plus d'avantage. .[12]



Figure 1.3 D'autres vues du convoyeur à bande.

Le convoyeur à bande structurellement, c'est un des moyens de transport les plus légers, il peut être horizontal, incliné dans les deux sens ou la combinaison des trois ; Les plans ci de suite montrent des configurations typiques du convoyeur à bande .[5]:



Figure 1.3.a Convoyeur à bande horizontale.

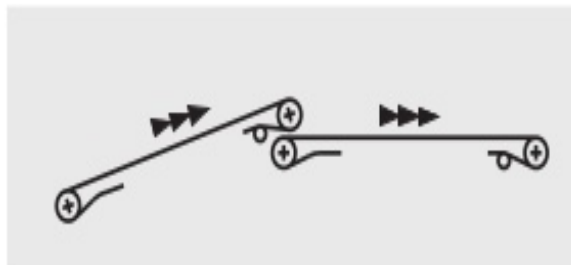


Figure 1.3.b Convoyeur à bande à tronçon Horizontal et incliné pour lequel il est nécessaire d'utiliser deux bandes.



Figure 1.3.c Convoyeur à bande horizontale ou l'espace permet une courbe verticale et la charge ne nécessite qu'une seule bande.

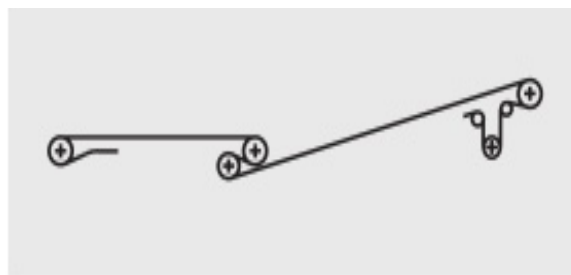


Figure 1.3.d Convoyeur à tronçons horizontal et incliné où l'espace ne permet pas de réaliser une courbe verticale, mais la charge ne nécessite qu'une seule bande.



Figure 1.3.e Convoyeur à bande incliné et Tronçon horizontal, où la charge ne nécessite qu'une seule bande et l'espace permet

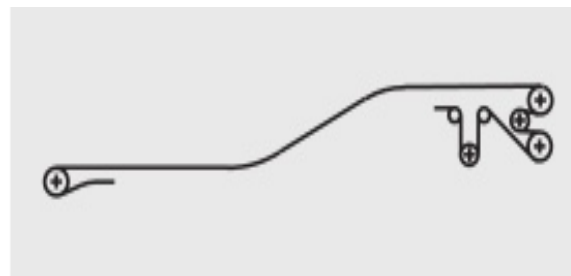


Figure 1.3.f Convoyeur à une seule bande comportant un tronçon horizontal, un tronçon incliné et un en descente avec des courbes verticales.

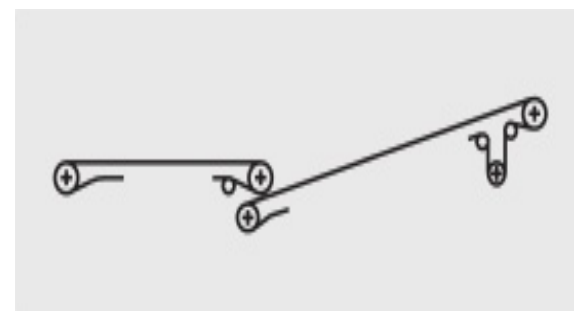


Figure 1.3.g Convoyeur à tronçons horizontal et incliné où l'espace ne permet pas de courbe verticale et la charge nécessite deux bandes.

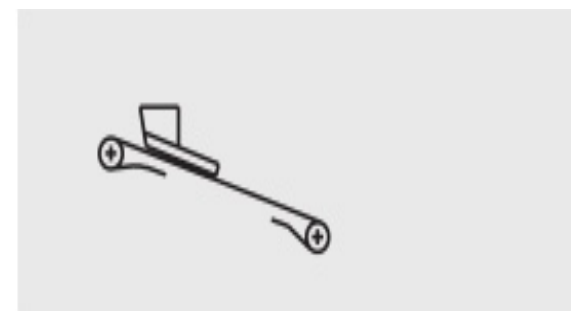


Figure 1.3.h Convoyeur dont la bande est chargée en pente ascendante ou descendante.

I . 3. Composants et leur dénomination

Le dessin ci-dessous montre les principaux composants qui constituent un transporteur à bande :

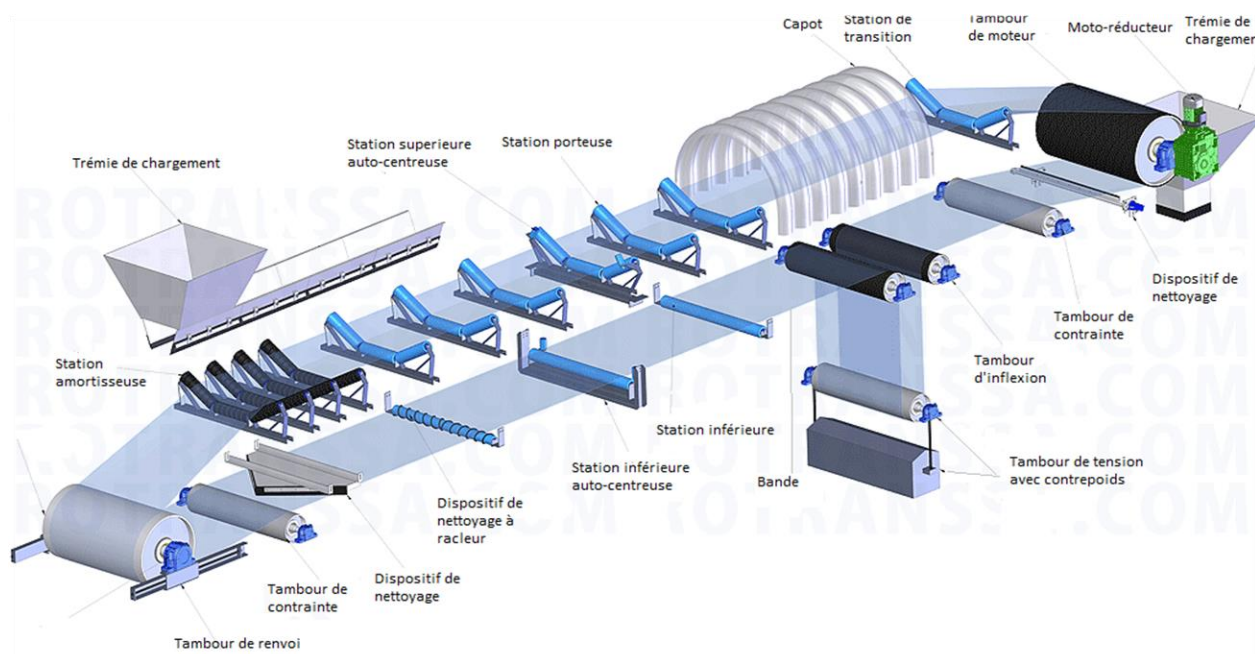


Figure 1.4 Les différents composants du convoyeur à bande.

I . 3. 1 Tambour de commande (Tête motrice ou d'entraînement)

Comme son nom l'indique, c'est le tambour qui transforme l'énergie pour faire avancer la bande. Elle peut être de conception traditionnelle ou équipée d'un tambour moteur.[14]

a) Conception traditionnelle (entraînement classique)

Comporte un groupe d'entraînement constitué d'un tambour de commande dont le dimensionnement est adapté à la charge supportée par la bande et un tambour de renvoi à l'extrémité opposée. La puissance est transmise par une boîte d'engrenages directement accouplée ou par une transmission par arbre directe ou parallèle entraînant le tambour de commande avec un couple adapté

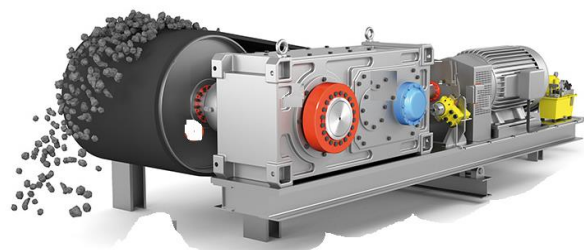
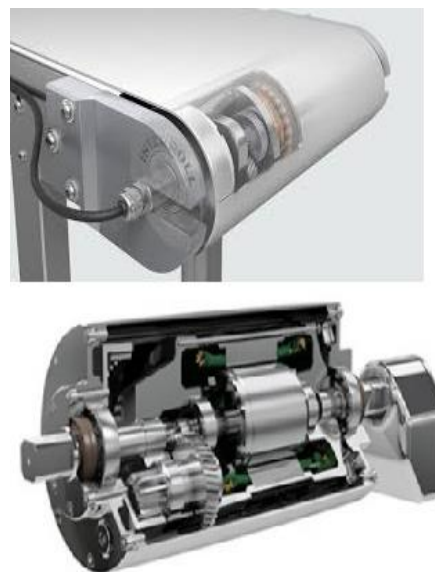


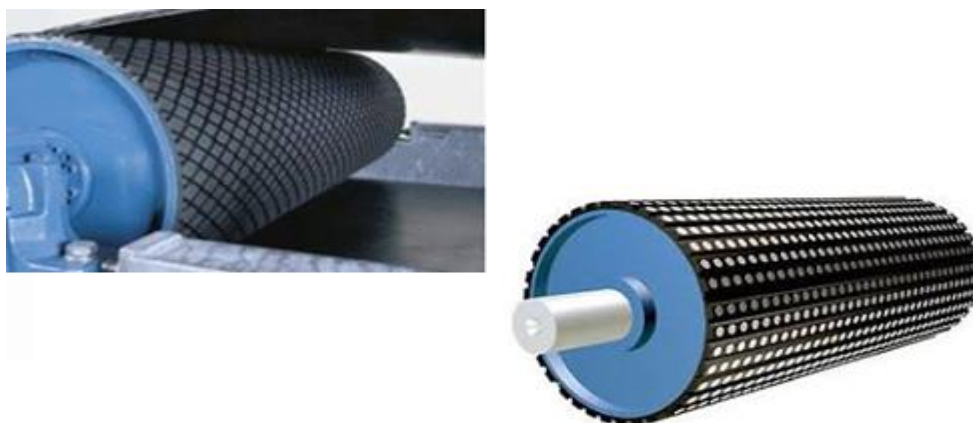
Figure 1.5 Tête d'entraînement classique.

b) Tambour motorisé

Dans cette configuration, le moteur, la boîte d'engrenages et les roulements constituent un ensemble complet, enfermé et protégé à l'intérieur d'un carter, qui entraîne directement la bande. Cette solution élimine toutes les complications liées aux transmissions extérieures, couples, etc. décrits ci-dessus pour la conception traditionnelle. A l'heure actuelle, les tambours moteurs sont fabriqués avec des diamètres allant jusqu'à 800 mm, une puissance de l'ordre de **130 KW** et un rendement qui peut atteindre 97% [13 51]

**Figure 1.6 Tambour motorisé**

La surface du tambour de commande traditionnel ou du tambour moteur peut être laissée en finition normale ou avoir un revêtement de caoutchouc dont l'épaisseur est calculée en fonction de la puissance à transmettre. Ce revêtement peut comporter des striures en chevron, ou droites dans le sens de la marche ou bien en forme de losange, de manière à augmenter le coefficient de frottement et à faciliter l'évacuation de l'eau à la surface du tambour. Le diamètre du tambour est dimensionné en fonction de la catégorie et du type de bande, ainsi que des pressions calculées sur sa surface. [13]

**Figure 1.7 Tambours de commande avec revêtement.**

I . 3. 2 Tambour de renvoi (de retour)

C'est le tambour en fin de convoyeur, il renvoie la bande vers le brin de retour (peut aussi être un tambour d'entraînement).

La surface du carter n'a pas nécessairement besoin d'être munie d'un revêtement, sauf dans certains cas. Le diamètre est normalement inférieur à celui qui est prévu pour le tambour de commande. .[13]



Figure 1.8 Tambours de renvoi.

I . 3. 3 Tambour d'inflexion ou de contrainte

Ils servent à augmenter l'arc d'enroulement de la bande et la traction et, d'une manière générale, ils sont utilisés dans tous les cas où il est nécessaire de dévier la bande au niveau des dispositifs de tension à contrepoids, des appareils de déchargement mobiles, etc.[5 ,13]



Figure 1.9 Tambours de d'inflexion ou de contrainte.

I . 3. 4 Stations porteuses en auge et stations-supports inférieures

Ce sont des rouleaux, Ils soutiennent la bande et tournent librement et facilement sous la charge. Ils servent à réduire la résistance au mouvement de la bande chargée et la maintenir en produisant un mouvement doux et sans heurt. Certains rouleaux porteurs peuvent aussi servir à amortir les impacts, à aligner la bande, à la former en auge ou à en changer la direction. Il existe différentes sortes de rouleaux et de dispositifs porteurs. .[13]

Les rouleaux sont les composants les plus importants du convoyeur et ils représentent une part considérable de l'investissement total. Il est fondamental de les dimensionner correctement pour garantir les performances de l'installation et une exploitation économique.

- Les rouleaux porteurs sont généralement fixés sur des pattes de fixation soudées à une traverse ou un support, l'angle d'inclinaison des rouleaux latéraux varie entre 20° et 45° .
- Les stations-supports inférieures peuvent comporter un seul rouleau sur toute la largeur ou bien deux rouleaux formant un "V" et inclinés à 10° .

En fonction des différents types de produits à manutentionner, les stations porteuses en auge peuvent être conçues symétriquement ou non, selon le cas. .[5]



Figure 1.10 Rouleaux porteurs et station supports inferieurs.

I . 3. 5 Dispositifs de tension (tambour de tension avec un contrepoids)

L'effort nécessaire pour maintenir la bande en contact avec le tambour d'entraînement est fourni par un dispositif de reprise de tension qui peut être à vis, à contrepoids ou avec un treuil motorisé

Le contrepoids applique un effort de tension constant à la bande, quelles que soient les conditions. Son poids est calculé en fonction des limites minimales nécessaires pour assurer la tension correcte de la bande et éviter toute surtension.[5]

Le mouvement du dispositif de tension à contrepoids est calculé d'après l'élasticité de la bande pendant les diverses phases de fonctionnement du convoyeur. Le mouvement minimal d'un dispositif de reprise de tension ne doit pas être inférieur à:

- 2 % de l'entraxe du convoyeur s'il est équipé d'une bande à armature textile.
- 0,5 % de son entraxe s'il est équipé d'une bande à armature métallique.

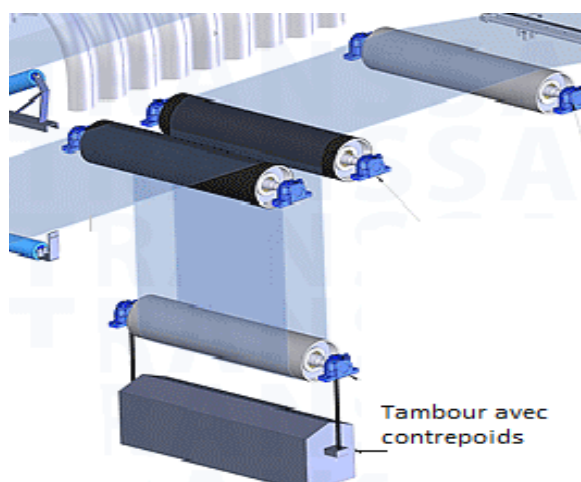


Figure 1.11 Vue du système avec tambour de tension à contrepoids le plus utilisé

I . 3. 6 Trémie d'alimentation

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. .[12]

L'inclinaison des parois doit être fonction de la manière dont le produit tombe, de sa trajectoire, ainsi que de la vitesse du convoyeur. La granulométrie et la masse volumique du produit, ainsi que ses propriétés physiques, telles que humidité, corrosion, etc. ont également leur importance pour la conception. [5]



Figure 1.12 Vues de trémie de chargement.

I . 3. 7 Dispositifs de nettoyage

Le système de nettoyage de la bande doit faire l'objet d'une attention toute particulière de manière à réduire la fréquence des opérations de maintenance, notamment lorsque la bande transporte des produits humides ou collants. Un nettoyage efficace permet au convoyeur d'atteindre un maximum de productivité [13]

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

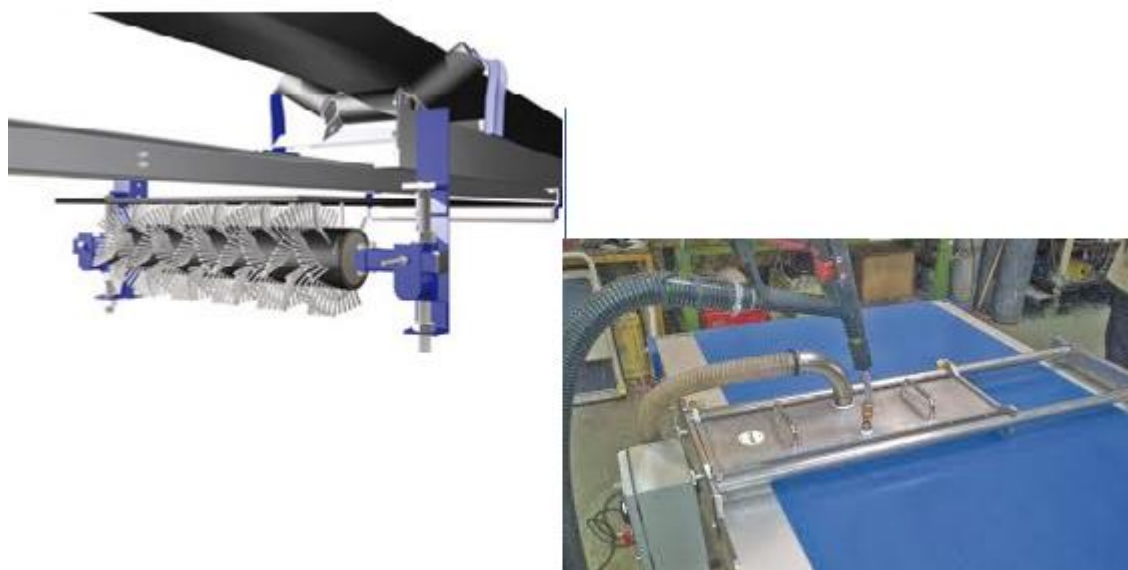


Figure 1.13 les dispositifs de nettoyage.

I . 3. 8 Capot ou couvercle protecteur [5]

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



Figure 1.14 Couvercle de protection.

I . 3. 9 Bande (courroie)

C'est l'élément le plus important du transporteur, elle a pour objet de transporter le matériau de la queue jusqu'à la tête du convoyeur. Se présente sous deux formes principales, plate et en auge ; Toute bande comporte deux faces : la face externe, qui est en contact avec les matériaux transportés, et la face interne, qui est en contact avec les rouleaux ou les tambours.[12]

La bande est généralement constituée par une carcasse et par les revêtements porteurs et envers qui enveloppent l'âme et les bords de la bande qui sont réalisés sans armature. La bande installée dans les transporteurs à bandes sont considérées comme des éléments de manutention sans fin composés d'un ou de plusieurs tronçons de bandes réunis à leurs extrémités alors que les bandes transporteuses à faible longueur peuvent être directement fabriquées sans fin. [5]

On distingue différents types de bande :

- Bande de toile et caoutchouc.
- Bande de fibres naturelles et synthétiques.
- Bande d'acier.
- Bande e treillis métallique.



Figure 1.15 Vue d'une bande.

I . 4 Domaines d'utilisation

Les convoyeurs 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.[7]

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, etc. [9]

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 mécanismes de convoyeurs à bandes sont utilisés comme composants 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.[5]

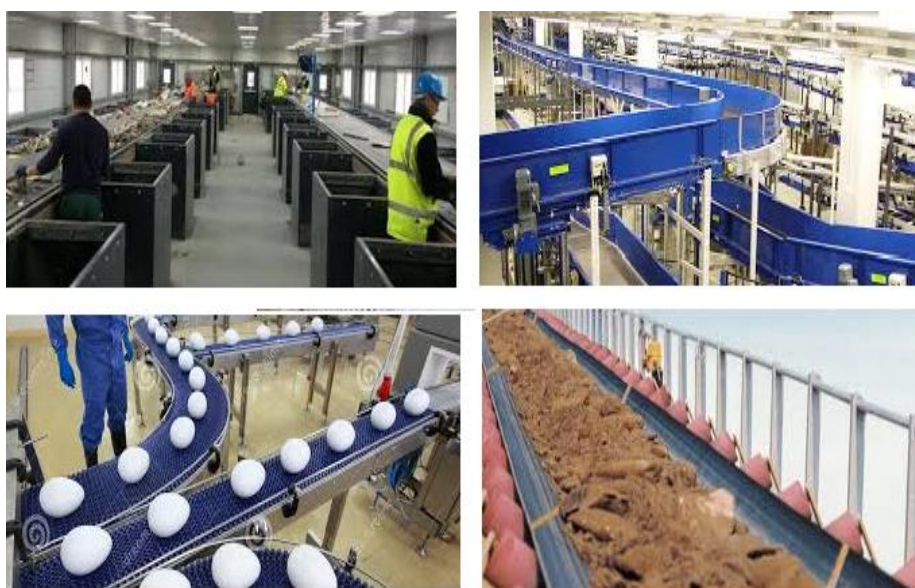


Figure 1.16 Différents domaine d'utilisation.

I . 5 Conclusion

Avant de faire le choix ou la conception d'un convoyeur à bande, il faut d'abord faire une recherche bibliographique pour avoir une connaissance suffisante sur les caractéristiques techniques des convoyeurs à bande, ses principaux organes de construction, et leurs domaines d'utilisations.

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

Elle nous permet aussi d'avoir un bon rendement dans des conditions stables et efficaces et d'assurer un bon environnement de travail.

CHAPITRE 2

Méthodologie de calcul du convoyeur à bande

Thème:

Contrôle de la vitesse des convoyeurs à bande pendant le fonctionnement transitoire

II. 1. Introduction

Le choix d'un convoyeur à bande dépend d'une connaissance parfaite des caractéristiques de construction et des forces qui s'exercent sur tous ses composants.

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

- La nature et le type du produit transporté et ses caractéristiques, telles que granulométrie, densité apparente, propriétés physiques et chimiques.
- Le flux de matière à transporter ou le débit-volume nécessaire qu'il soit en vrac ou qu'il se présente sous forme de charges isolées.
- Le parcours (longueur et dénivellation) et le profil du convoyeur ont également leur importance.

Le calcul de la bande transporteuse commence par l'examen de la zone d'alimentation et la détermination des données principales grâce auxquelles on peut caractériser le cas précis d'utilisation.[6]

II .2 Détermination des caractéristiques principales

Pour effectuer le calcul du convoyeur à bande, il faut déterminer les données principales suivantes :

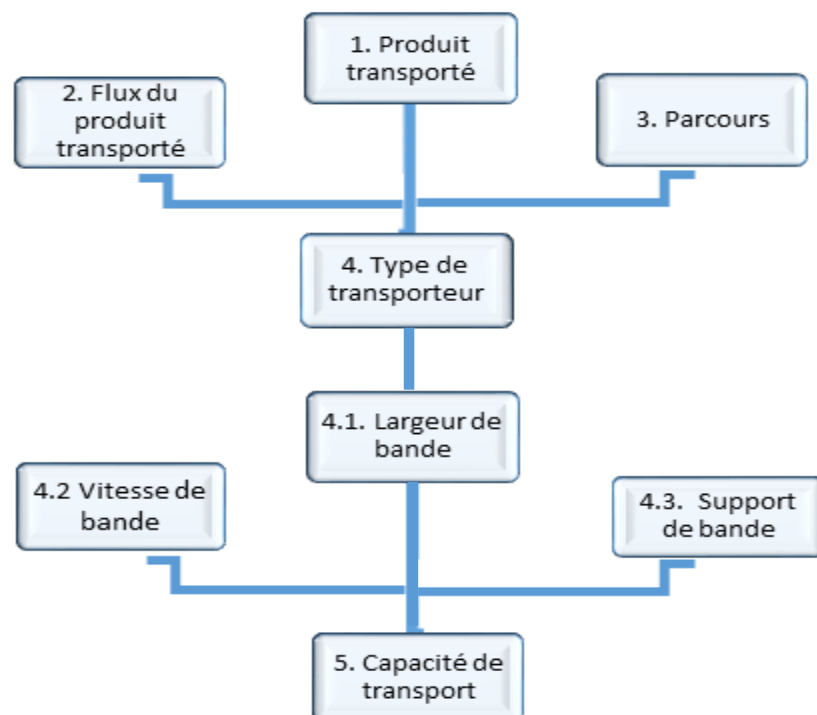


Figure 2.1 Diagramme des données principales de calcul.

II .2 .1 Produit transport é

L'étude de conception d'un convoyeur à bande doit normalement commencer par une évaluation des caractéristiques du produit à manutentionner. [6]

II .2 .1 .1 Angle d'éboulement du produit (Angle de frottement naturel)

L'angle d'éboulement ou de talus naturel, aussi connu comme angle de frottement naturelle, est l'angle obtenu lorsque la matière est en état d'équilibre permanent ; C'est à dire, lorsque la matière prend naturellement une pente constante par rapport au plan horizontal. souvent noté angle Δ . [5]

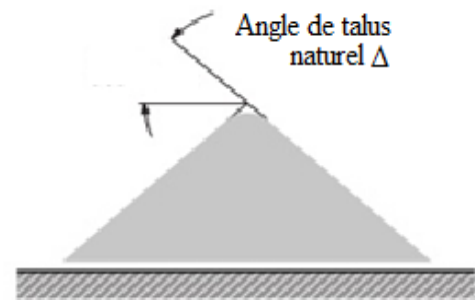


Figure 2.2 Angle d'éboulement.

II .2 .1 .2 Angle de surcharge ou d'éboulement du produit

C'est l'angle que forme l'horizontale avec la surface du produit lors de son transport sur une bande en mouvement ; Cet angle est généralement compris entre 5° et 15° (jusqu'à 20° pour certains produits) et est bien inférieur à l'angle d'éboulement. [5]

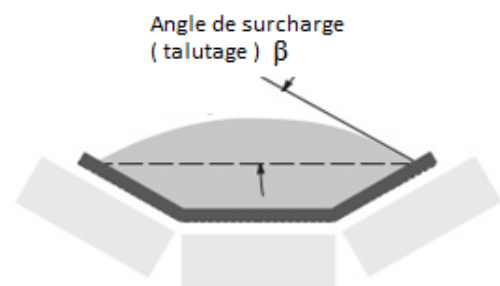


Figure 2.3 Angle de surcharge.

Pour éviter les déversements du produit et les interventions de nettoyage lors du transport, il faut respecter l'angle de surcharge et adapter la fluidité entre le produit et le pouvoir du transport. [6]



Figure 2.4 Différents produits à transportés.

II .2 .1 .3 Dimension de matière (granulométrie)

Ce facteur est également important, notamment pour définir la largeur minimum de la bande à adopter. Donc Il faut étudier la distribution statistique des tailles d'une collection d'éléments finis de matière naturelle ou fractionnée a transporté, cette étude est connue par le nom **granulométrie**. [6]






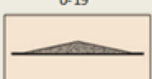

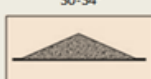


II .2 .1 .4 Autre propriété

Les autres caractéristiques à connaître sont la température, l'abrasive ; la corrosivité de la matière, humidité etc.

En raison de leurs propriétés (chimique, toxique, etc.), certains matériaux peuvent constituer des risques pour les personnes ; ils peuvent aussi endommager la bande et les autres organes du convoyeur et écourter sa vie utile. [5]

Le tableau ci-après donne les angles de talus naturel et de surcharge pour les principales catégories de matières :

Tableau II . 1 - Angles de talutage, d'écoulement et écoulement du produit

Caractéristiques des produits				
- Dimensions uniformes - Particules arrondies, - Très petite taille. - Très humides ou secs	- Particules partiellement rondes - tailles moyenne	- Produit irrégulier, granulats de poids moyen	-Produits ordinaires	-Produits irréguliers, visqueux, fibreux dont l'état tend à se détériorer pendant la manutention.
Exemple de matière				
- Sable sec - Ciment - Calcaire humide - laitier	- Cérames - Grain - Haricots	- Argile - anthracite	- charbon bitumineux - la plupart des minerais,	- copeaux de bois, - sable de fonderie
Fluidité très élevée	Fluidité élevée	Fluidité moyenne	Fluidité faible	Mauvais fluidité
Angle de talutage β				
$\pm 5^\circ$ 	$\pm 10^\circ$ 	$\pm 20^\circ$ 	$\pm 25^\circ$ 	$\pm 30^\circ$ 
$\beta = 5^\circ$	$\beta = 10^\circ$	$\beta = 20^\circ$	$\beta = 25^\circ$	$\beta = 30^\circ$
Angle d'écoulement				
0-19° 	20-25° 	30-34° 	35-39° 	> 40° 

$\Delta = 0^{\circ}\text{-}19^{\circ}$	$\Delta = 20^{\circ}\text{-}29^{\circ}$	$\Delta = 30^{\circ}\text{-}34^{\circ}$	$\Delta = 35^{\circ}\text{-}39^{\circ}$	$\Delta = 40$ et plus
--	---	---	---	-----------------------

II .2 .2 Flux du produit transporté

Le flux est la masse ou le volume du produit transporté qu’il soit en vrac ou qu’il se présente sous forme de charge isolées par unité de temps considéré en manutention continu. En prenons comme base de masse de ce produit.

Le débit de massique Q_m en [t/h]

Et pour les produits en vrac en prenons comme base de densité apparente :

Le débit volumique ou la densité apparente $Q_v = Q_m \cdot \rho$ en [m³/h] (2..1)

Où

ρ = densité apparente en [t/m³]

Ces deux valeurs vont déterminer la capacité de transport que doit avoir la bande transporteuse, dont il faut faire le choix. [6]

II .2 .3 Parcours ou dénivellation du produit transporté

C’est la distance séparant le centre de la zone d’alimentation et l’axe du tambour de déchargement.

Pour les transporteurs à bandes comportant une suite de pentes variables ou ayant un trajet mixte (horizontal et incliné) en prend les différences de niveau accessoires aux tronçons correspondants. [13]

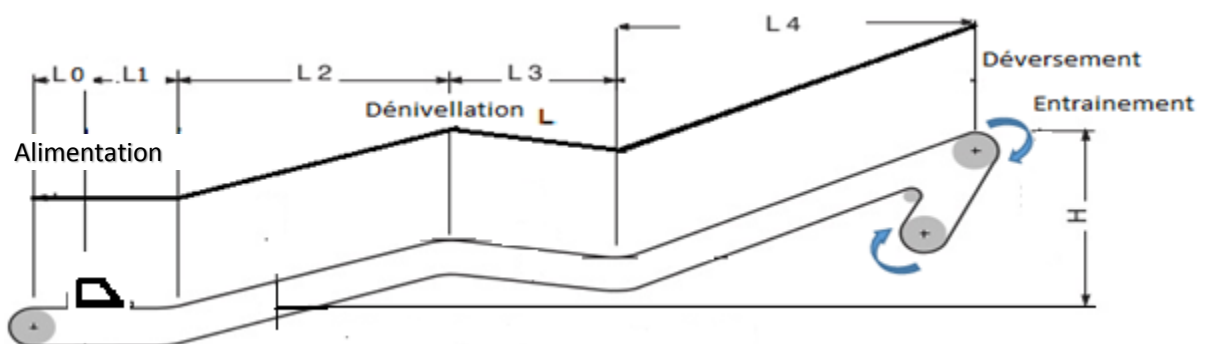


Figure 2.5 Profil à hauteur variable

II .2 . 4 Type de transporteur

En choisissant un convoyeur, il faut tenir compte de :

- L'inclinaison du convoyeur.
- Les propriétés physiques du produit.
- Le revêtement supérieur de la bande.

L'utilisation des convoyeurs inclinés, provoque des différents problèmes de déversement peuvent survenir à la suite de glissement de l'ensemble de la charge vers le bas du convoyeur ;

Ce glissement peut également avoir une incidence directe sur le fonctionnement du convoyeur.

Pour éviter tous les dommages et les risques lors de déversement du produit, il faut faire attention sur le choix de la bande, en tenant compte les points suivants [13]:

- Largeur de bande.
- Tension maximale.
- Nombre de plis.
- Type de revêtement.
- Type de carcasse (matériau)

De même, le choix des tambours et des rouleaux est important, car une courroie peut être conçue pour ne fonctionner que sur des tambours de certains diamètres ou sur certains types de garnitures. L'usure ou les défaillances prématurées de la courroie et de ses épissures entraîneront des interventions qui présentent souvent des risques. [6,13]

II .2 .4.1 Largeur de bande

La largeur de la bande doit être, si possible, choisie parmi les dimensions courantes ou normalisées, car elle conditionne par exemple la taille des rouleaux et celle d'autres éléments de fabrication du transporteur.

La largeur minimum de la bande est dépendante de la grandeur maximum d'un morceau de matière ; Une formule généralement admise est la suivante [6]:

$$L \geq a.X + 200 \quad (2..2)$$

Avec :

L = largeur de bande en [mm]

a = facteur de correction.

X = plus grande dimension d'un morceau de matière en [mm]

✓ **Surface transversale de matière**

Comme on le voit, la surface **A** est égale à la somme de la surface d'un segment circulaire **A1** et celle de trapèze **A2**, ces deux surfaces sont dépendantes de 3 dimensions :

- Largeur de la bande.
- Angle entre rouleaux λ .
- Angle de surcharge de la matière β . [6]

La formule employée pour calculer cette surface est la suivante :

$$A = A1 + A2 = \frac{1}{4} \cdot \text{tang } \beta \cdot [L1r + (1 - 2 \cdot d - L1r) \cdot \text{con } \lambda]^2 + Lr\lambda \cdot \sin \lambda \cdot [L1r + (Lr\lambda \cdot \text{con } \lambda)] \quad (2.3)$$

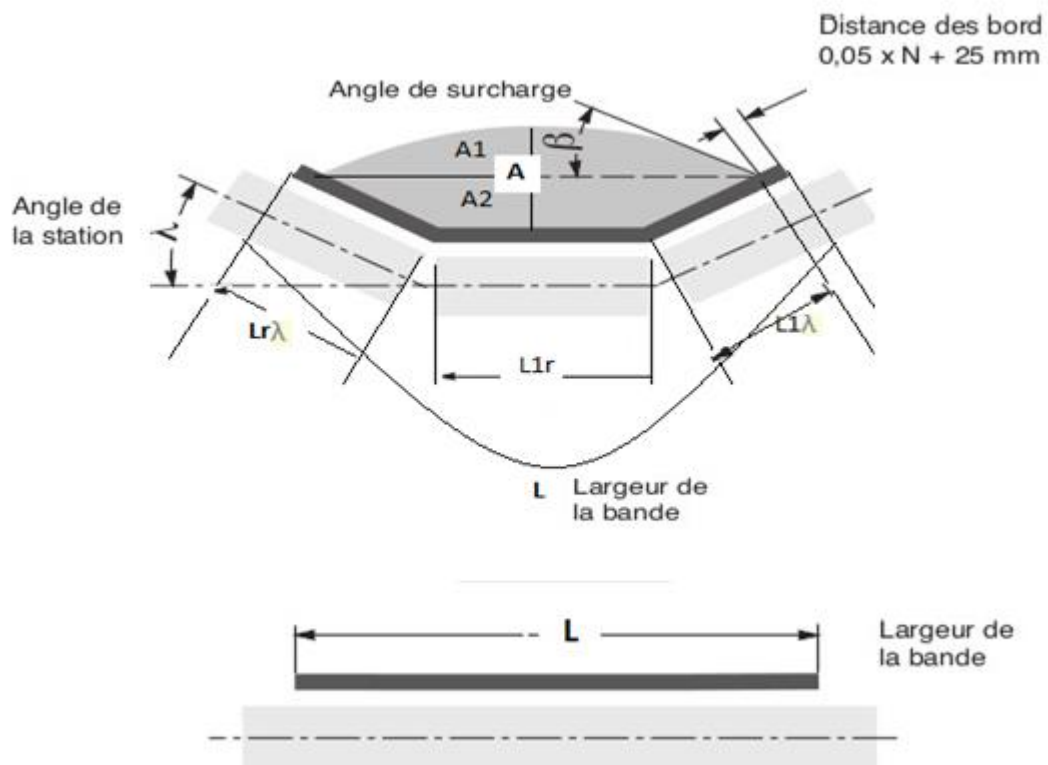


Figure 2.6 Aspect de la largeur de la bande.

Pour le calcul des dimensions de la bande, on doit tenir compte des valeurs minimales de la largeur de la bande en fonction de sa charge de rupture et de l'inclinaison des rouleaux latéraux, comme indiqué au tableau 2. [5]

Tableau II. 2 - Largeur minimale de la bande

Charge de rupture (N/mm)	Largeur min. de la bande (mm)		
	$\lambda= 20/25$	$^{\circ} \lambda= 30/35^{\circ}$	$\lambda= 45^{\circ}$
250	400		
315	400	400	400
400	400	400	400
500	450	450	450
630	500	500	500
800	500	600	600
1000	600	650	650
1250	600	800	800
1600	600	800	800

II .2 .4. 2 Vitesse de bande

Une augmentation de la vitesse de la courroie entraîne une augmentation proportionnelle du volume de matériaux transportés et une conception économique de l'installation (une réduction au niveau de la conception des rouleaux et des stations-supports et de la tension de la bande, et ceci devient de plus en plus évident pour les longs trajets.

La vitesse doit être adaptée au type de matériaux transportés ainsi qu'au profil de la courroie. La trémie d'alimentation doit aussi être adaptée à cette vitesse. [5,6]

$$V = \frac{Q_v}{A \cdot 3600} = \frac{Q_m \cdot \rho}{A \cdot 3600} \quad \text{en [m/s]} \quad (2.4)$$

Q_v = débit-masse en [t/h]

Q_m = capacité en [m³/h]

ρ = densité apparente en [t/m³]

V = vitesse de la bande en [m/s]

A = Surface transversal matière en [m²]

Pour un débit donné, des vitesses de bandes relativement faibles imposent une bande plus large ou une forme d'auge à plus grande capacité. Les forces de traction plus élevées sont compensées par une faible usure de la bande et le fait que le produit est plus ménagé pendant son transport. [6,12]

A partir de données expérimentales, le tableau 3 indique les vitesses maximales recommandées, compte tenu des caractéristiques physiques et de la granulométrie du produit transporté ainsi que de la largeur de la bande utilisée. [5]

Tableau II. 3 - Vitesses maximales conseillées.

Granulométrie		Largeur min. Bande	Vitesse max.			
dimensions max.			M	B	C	D
homogène	Mélangé					
jusqu'à mm	jusqu'à mm	mm	m/s			
50	100	400	2,5	2,3	2	1,65
75	150	500				
125	200	650	3	2,75	2,38	2
170	300	800	3,5	3,2	2,75	2,35
250	400	1000	4	3,65	3,15	2,65
350	500	1200				
400	600	1400	4,5	4	3,15	3
450	650	1600				
500	700	1800	5	4,5	3,5	3
550	750	2000				
600	800	2200	6	5	4,5	4

A - Produit léger glissant, non abrasif, masse volumique de $0.5 \div 1,0 \text{ t/m}^3$.

B - Produit non abrasif, granulométrie moyenne, masse volumique de $1.0 \div 1.5 \text{ t/m}^3$.

C - Produit moyennement abrasif et lourd, masse volumique de $1.5 \div 2 \text{ t/m}^3$.

D - Produit abrasif, lourd et présentant des arêtes aigües de plus de 2 t/m^3 de masse volumique.

II .2 .4. 3 Support de bande

L'aspect sectionnelle de la bande transporteuse est donné par la disposition de ses éléments supports pour être conforme aux conditions d'exploitation et au débit requis.

La bande transporteuse est généralement supportée par des stations de rouleaux porteurs dont la longueur et les diamètres sont largement normalisés [6]

II .2 .4. 4 Type de station support

Chaque station-support est constitué d'un ensemble de rouleaux installés dans un support fixe ; Il en existe deux principaux types :

1. Les stations supérieures qui portent la bande chargée de produit sur le brin supérieur ; Elles comportent généralement soit :
 - Un ou deux rouleaux parallèles,
 - Deux, trois rouleaux ou plus formant une auge. [13]



Figure 2.a - Rouleaux ordinaires ou meni de bagues caoutchouc

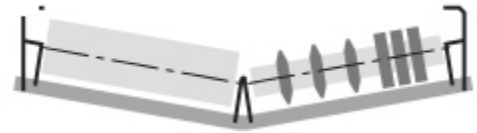


Figure 2.b - 2 rouleaux ordinaires ou amortisseurs de bagues caoutchouc

2. Les stations inférieures quel supportent la bande vide sur le brin inférieur ; Elles peuvent être constituée :

- soit d'un ou deux rouleaux plats.
- soit d'une auge comprenant deux rouleaux.



Figure 2.c - Rouleaux parallèles, ordinaires ou amortisseurs

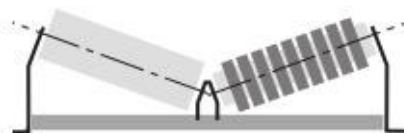


Figure 2.d- 2 Rouleaux parallèles, ordinaires ou amortisseurs

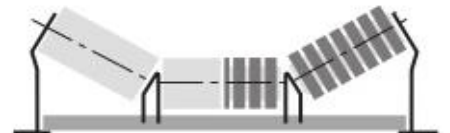


Figure 2.e - 3 Rouleaux parallèles, ordinaires ou amortisseurs

II .2.5 Capacité de transporteur

Le produit transporté adopte la configuration indiquée sur le schéma en coupe. [5,6]

$$A = A1 + A2 \quad \text{en } [m^2] \quad (2.5)$$

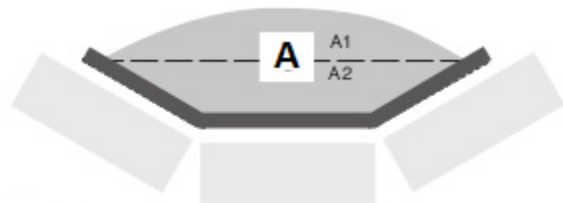


Figure 2.7 Configuration du produit transporté

La capacité (exprimée en tonne/heure) est déterminée par le type de matériau à transporter, la largeur et la vitesse de la bande, la géométrie de l'auge, et l'inclinaison du convoyeur.

$$Q_v = A.V. 3600 \quad \text{en } [t/h] \quad (2.6)$$

La capacité de transport du convoyeur à bande est résolue par la capacité sectionnelle **A** et la vitesse de translation **V**. [6,13]

II. 3. Méthode de calcul du transporteur

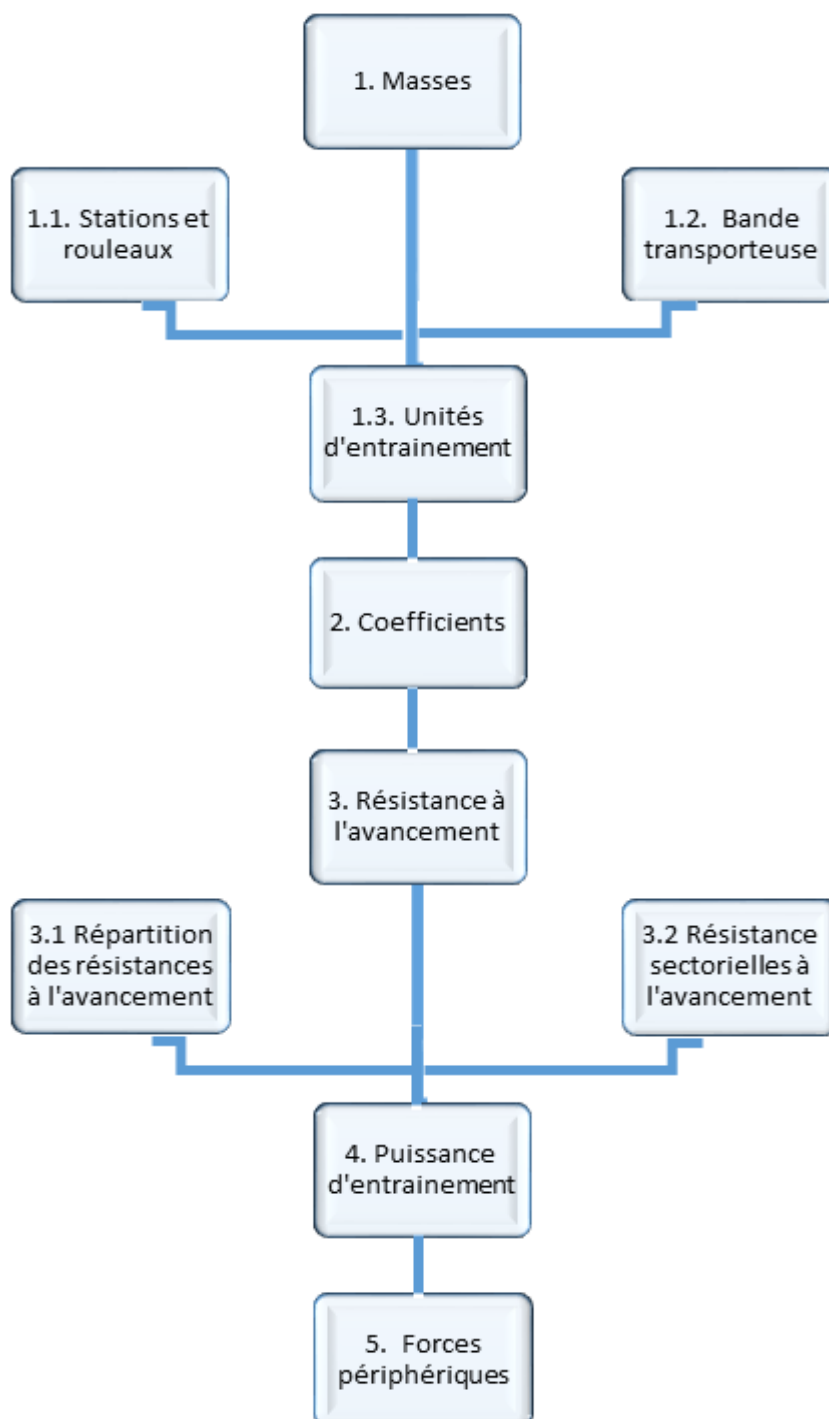


Figure 2.8 Diagramme de la méthode de calcul du convoyeur à bande.

II. 3. 1 Masses

Pour calculer la résistance à l’avancement qui détermine automatiquement la puissance d’entraînement nécessaire, Il faut donc compter la masse de la charge transportée, celle de la bande et celles des pièces tournantes des stations de rouleaux et les éléments d’entraînement (totalisés tous les masses en mouvement sur tous le parcours). [6]

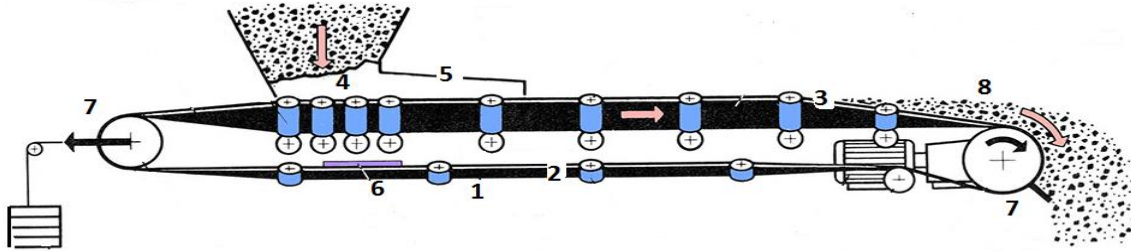


Figure 2.9- Résistance à l’avancement pour une bande transporteuse.

Tableau II. 4 - Vitesses maximales conseillées.

1	Résistance à l’avancement des rouleaux – porteurs
2	Résistance localisés de la bande
3	Résistance localisés du produit
4	Résistance au niveau de l’alimentation
5	Résistance de frottement au niveau de la goulotte
6	Résistance produite par les racleurs
7	Résistance de flexion de la bande au niveau des tambours
8	Résistance ascensionnelles

- Masse de la charge transportée

La masse m_L du produit transporté appliqué sur une longueur d’un mètre du parcours s’obtient à partir du débit exprimé en masse et de la vitesse de translation [6]:

$$m_L = \frac{Q_m}{3,6.V} \quad [kg / m] \quad (2.7)$$

Où :

m_L : Poids ou masse du produit en mètre linéaire.

Q_m : Débit exprimé en masse [t /h].

V : vitesse de translation de la bande [m/s].

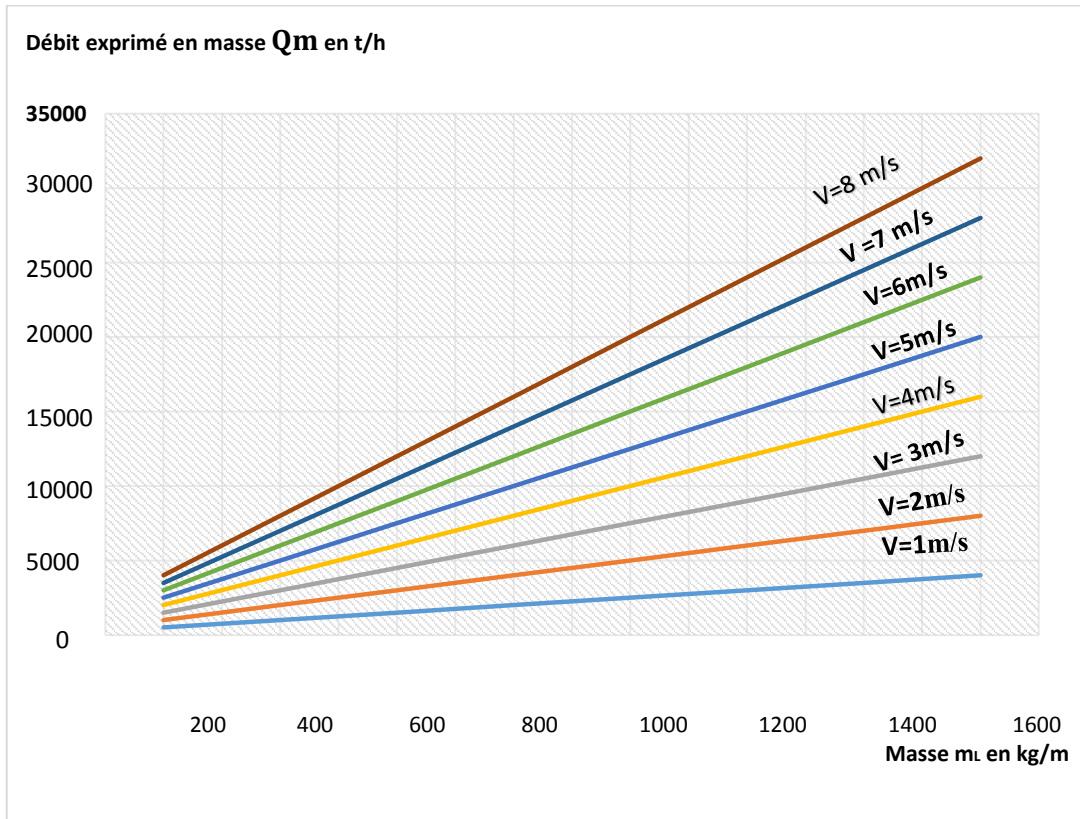


Figure 2.10- Variation de la vitesse de translation en fonction de la masse et le débit massique.

II. 3. 1. 1 Masse de stations de rouleaux

- **Ecartement**

La distance entre deux stations-soutiens L_o la plus couramment utilisé pour le brin supérieur d'un convoyeur à bande est 1 mètre, alors que pour le brin inférieur les stations sont normalement espacées de 3 mètres L_u . [5,6]

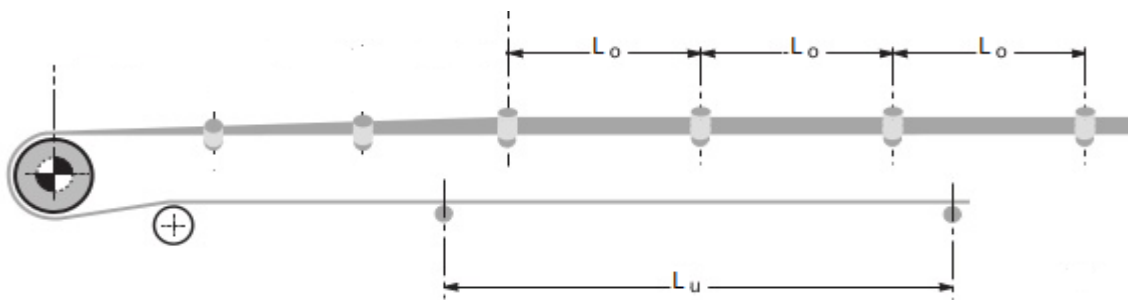


Figure 2.11 – Ecartement des stations-soutiens.

On obtient le poids des pièces tournantes supérieures m_{ro} et inférieures m_{ru} par la formule suivante : [6]

$$m_r = \frac{m_{ro}}{L_o} + \frac{m_{ru}}{L_u} \quad \text{en [kg / m]} \quad (2.8)$$

Où :

m_{ro} = poids des pièces tournantes supérieures.

L_o = écartement ou espacement des stations supports supérieures.

m_{ru} = poids des pièces tournantes inférieures.

L_u = écartement ou espacement des stations supports supérieures.

II. 3. 1. 2 Masse de la bande transporteuse

La masse de la bande transporteuse est la somme de la masse de la carcasse m_z et de la masse des revêtements (inférieur et supérieur) m_d

la masse de la bande m_G est exprimé par [6,13] :

$$m_G = m_z + m_d \quad \text{en [kg / m]} \quad (2.9)$$

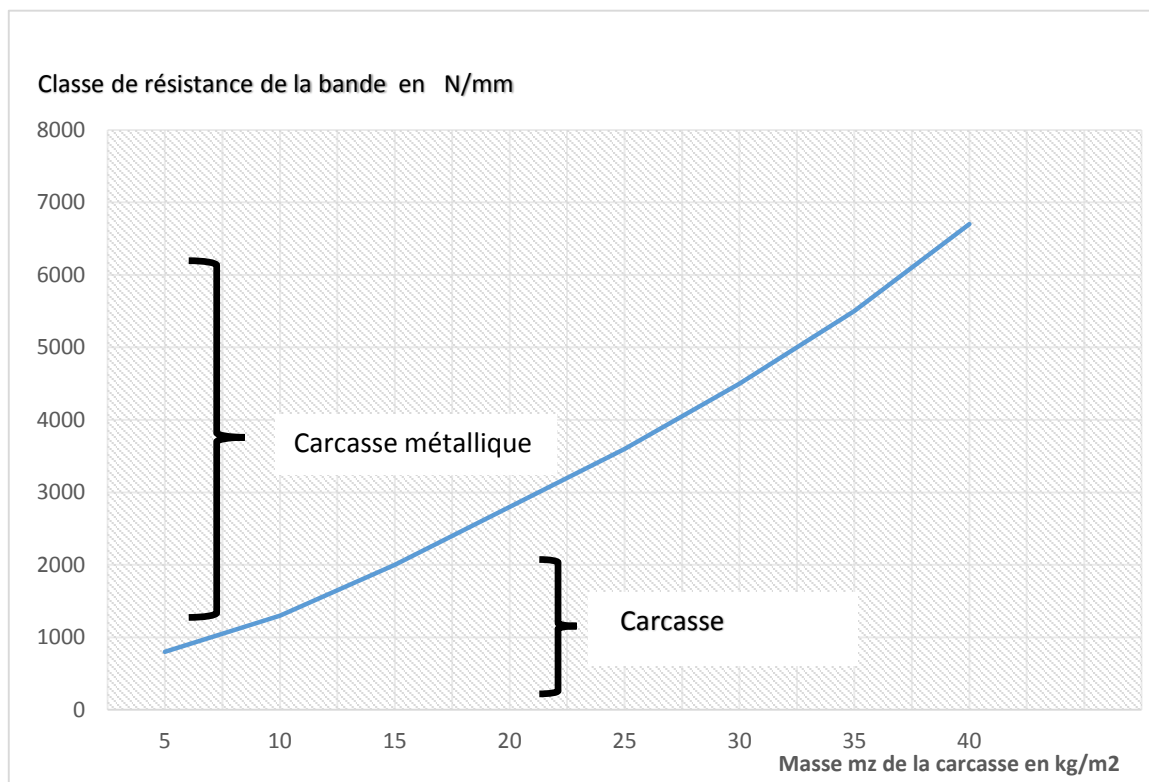


Figure 2.12- Valeurs d'approximation pour le calcul de la masse de la carcasse.

II. 3. 1. 3 Masse d'éléments d'entraînement

La masse d'un élément d'entraînement tournant à la vitesse n en [tr /mn] agissant sur la vitesse réduite au niveau de la virole du tambour tournant à la vitesse V de la bande est [6]:

$$m_{red} = J. \left(\frac{n}{V}\right)^2 . \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 \quad \text{en [kg]} \quad (2.10)$$

m_{red} = masse d'élément d'entraînement en [kg].

J = moment d'inertie des masse [kg.m²].

V = vitesse de la bande [m /s].

n = vitesse de rotation le l'élément tournant.[tr/ mn]

II. 3. 2 Coefficients

- Le coefficient de frottement interne (coefficient de résistance) f qui est le produit d'un rapport entre les forces exercées par les masses et les résistances à l'avancement, donne les résistances principales F_H de la bande transporteuse.

Les valeurs f tiennent compte de la somme des résistances à l'avancement des deux brins et d'une charge nominale de l'ordre de 70 à 110%. [6]

Tableau II. 5 - Coefficient de frottement interne f des produits et des parties tournantes.

Convoyeur à bande horizontal montant et descendant légèrement	f pour vitesse en m/s					
	1	2	3	4	5	6
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne standard	0,0160	0,0165	0,0160	0,0170	0,0180	0,0220
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne élevé dans des conditions d'exploitation difficiles	de 0,023 à 0,027					
Pièces tournantes d'un convoyeur présentant une déclivité avec un frein moteur et/ou un générateur	de 0,012 à 0,016					

- Le Coefficient de résistance passive (l'incidence de la température extérieure) peut être quantitativement retenue avec plus de précision pour autant que l'on obtienne des valeurs f peu différentes des valeurs indicatives après multiplication de f par le facteur C_T . [5,6]

Tableau II. 6 - Coefficient de résistance passive en fonction de la température.

Température en °C	+20	+10	+0	-10	-20	-30
Facteur C_T	1	1,02	1,07	1,17	1,20	1,47

- Grâce au facteur de longueur C :

$$C = \frac{F_N + F_H}{F_H} \quad (2.11)$$

Qui n'est toutefois fourni avec une exactitude suffisante que pour les installations d'entraxe ou de longueur supérieures à 80 m, on obtient la valeur F_N des résistances annexes. [6]

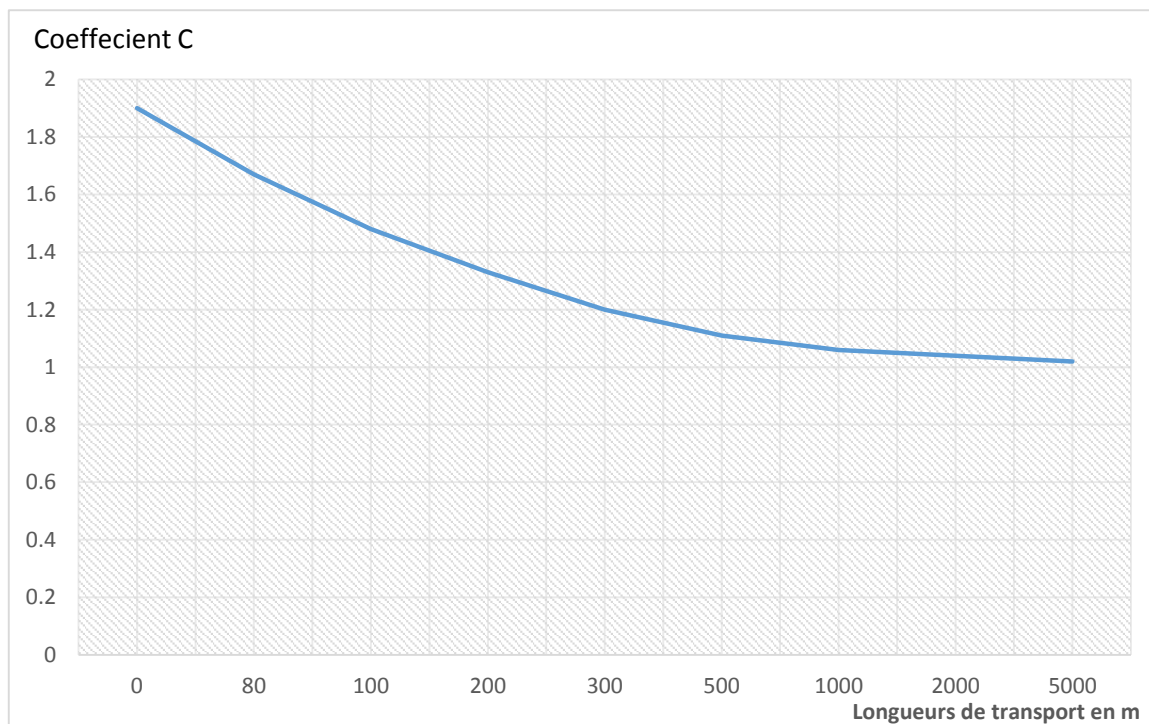


Figure 2.13- Coefficient C en fonction de la longueur de transport L.

II. 3. 3 Résistance à l'avancement F_f (coefficient de frottement)

On calcule le coefficient de frottement F_f d'une bande transporteuse au moyen des coefficients C et f . [6]

$$(2.11)$$

$$F_f = C f L [m_r + (2.m_G + m_L)] g + H.m_L g \text{ en [N]}$$

Où

C = coefficient de résistance passive.

f = coefficient de frottement des pièces tournantes (stations-supports).

L = entraxe du convoyeur [m].

m_G = poids de la bande par mètre linéaire en [Kg/m]

m_L = poids du produit transporté par mètre linéaire [Kg/m]

m_r = poids des parties tournantes en [Kg/m]

H = variation de la hauteur de la bande.

g = accélération de la pesanteur terrestre, $g=0.981 \text{ m/s}^2$.

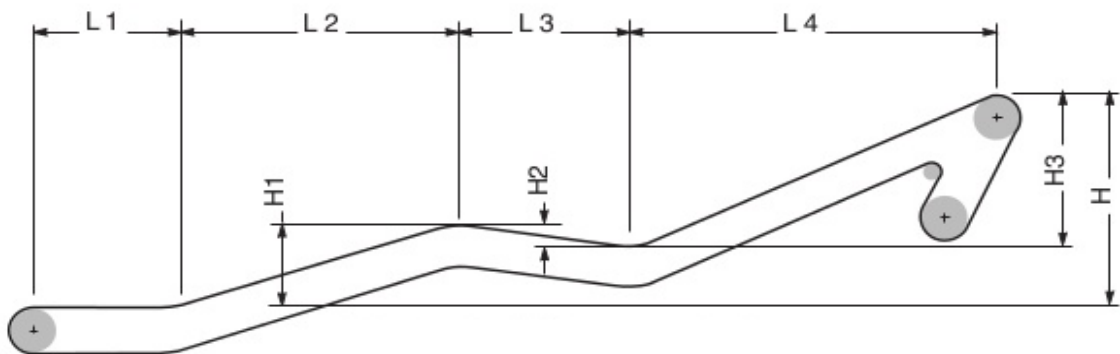


Figure 2.14- Profil à hauteur variable.

Le coefficient de frottement à la traction F est constitué de plusieurs éléments [5,6] :

✓ **Résistance principale F_H**

$$F_H = f L [m_r + (2.m_G + m_L)] g \text{ en [N]} \quad (2.12)$$

La résistance principale est l'élément du coefficient de frottement à la traction qui apparaît dans le brin supérieur et dans le brin inférieur qui lui se trouve normalement non chargé indépendamment de la différence de niveau H et qui est à rapprocher d'une force d'adhérence

✓ **Résistance annexe F_H^***

$$F_N = (C - 1) \cdot F_H \quad \text{en [N]} \quad (2.13)$$

La résistance annexe est essentiellement causée par les efforts engendrés par les frottements et la mise en vitesse dans la zone d'alimentation et peut être exprimée avec une exactitude généralement suffisante pour les longueurs de transport supérieures à 80 m en appliquant le coefficient C en tant qu'élément de la résistance principale. [5,6]

✓ **Résistance ascensionnelle F_{st}**

$$F_{st} = Hm_L g \quad \text{en [N]} \quad (2.14)$$

La résistance ascensionnelle s'obtient en considérant d'une façon arbitraire, les efforts de flèches causés par les charges sur la bande transporteuse, car les efforts fournis par les flèches de la bande transporteuse elle-même (brin supérieur par rapport au brin inférieur) s'équilibrent. [6]

✓ D'autres résistances particulières F_s , faisant partie de la résistance à l'avancement F , peuvent apparaître et notamment des résistances causées par des rouleaux – porteurs pincés, par des glissières disposées sur le parcours ou par des racleurs de jetée ; la valeur de ces résistances peut être dans chaque cas calculée d'après les indications de la bibliographie.

Avec les éléments mentionnés plus haut, la résistance totale à l'avancement devient :

$$F = F_H + F_N + F_{st} + F_s \quad (2.15)$$

Et elle doit être vaincue, en exploitation par une force F_U engendrée par un ou plusieurs tambours d'entraînement. [5,6]

II. 3. 3. 1 Répartition des résistances à l'avancement

Certains éléments de la résistance principale F_H apparaissent au niveau du brin supérieur et du brin inférieur lequel se trouve normalement non chargé

Les coefficients de résistance f_o ou f_u à appliquer ici peuvent être sensiblement égaux. [6,13]

$$F_{HO} = f_o L [m_{ro} + m_G + m_L] g \quad \text{en [N]} \quad (2.16)$$

$$F_{HU} = f_u L [m_{ru} + m_G] g \quad \text{en [N]} \quad (2.17)$$

avec $f_o \approx f_u \approx f$

II. 3. 3. 2 Résistance à l'avancement par tronçon

La résistance à l'avancement des brins porteur et de retour d'un tronçon n deviendra avec la résistance principale F_{Hn} et la résistance ascensionnelle F_{Ts} [6,11]

$$F_n = f L_n [m_{rn} + (m_G + m_{Ln})] g + H_n (m_G + m_{Ln}) g \quad \text{en [N]} \quad (2.18)$$

La résistance maximale à l'avancement, dont il doit être tenu compte pour le calcul, s'obtient en additionnant les différentes résistances à l'avancement

$$F = F_N + F_n + F_{(n+1)} + F_{(n+2)} + \dots \quad (2.19)$$

II. 3. 4 Puissance d'entraînement P_{Tr}

La puissance d'entraînement nécessaire d'un transporteur, qui doit être transmise à la bande par un seul ou simultanément par plusieurs tambours est donnée par la formule [6]:

$$P_{Tr} = \frac{F}{V} \cdot 1000 \quad \text{en [Kw]} \quad (2.20)$$

à partir de la résistance à l'avancement F .

II. 3. 5 Force périphérique F_u

Les forces tangentielles sont engendrés au niveau des tambours d’entraînement, qu’ils exercent un effort de traction ou de retenue, et sont transmises à la bande pour toutes les forces agissant sur celle-ci.

$$F_u = F = \frac{P_{Tr}}{V} .1000 \quad \text{en [N]} \quad (2.21)$$

Les forces périphériques peuvent agir sur la bande tout en étant réparties sur un seul ou sur plusieurs tambours. [6]

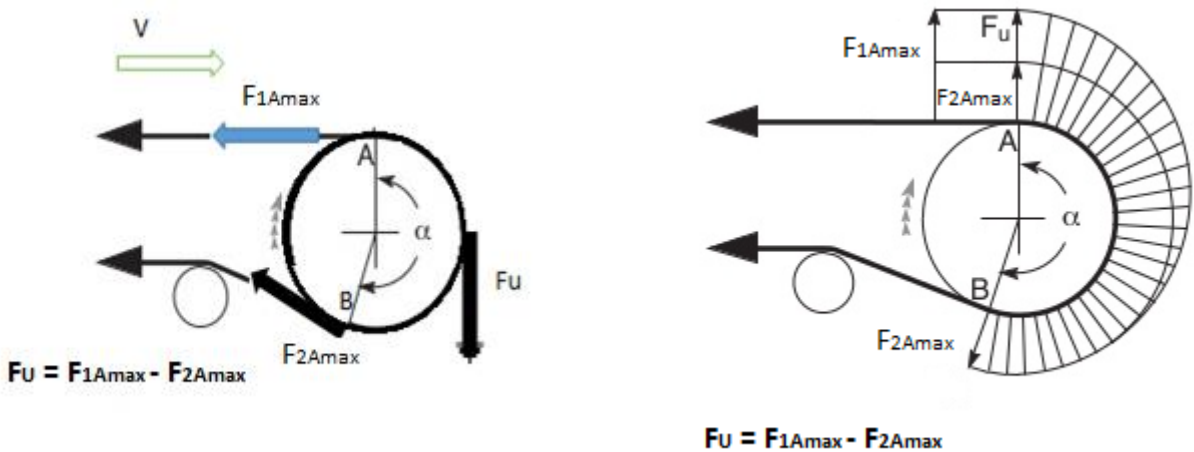


Figure 2.15 - Distribution des forces de traction.

Les forces de traction sur la bande, engendrés dans les zones de l’enroulement et du déroulement des tambours d’entraînement, sont d’une importance déterminante pour la suite des calculs.

Pour une bande tractée, la force périphérique F_u est positive et de cette façon F_{1Amax} plus grand que F_{2Amax} , alors que pour des forces tangentielles négatives, en d’autres termes, pour une bande retenue, F_{2Amax} est supérieur à F_{1Amax}

Dans le cas d'une bande tractée, on obtient l'effort de traction nécessaire pour transmettre par frottement la force circonferentielle F_u grâce à la condition limite [6] :

$$\frac{F_{1Amax}}{F_{2Amax}} \leq e^{\mu\alpha} \quad (2.22)$$

Où

μ = Coefficient de frottement bande/ tambour et l'arc d'enroulement de la bande sur le tambour.

e = base logarithmique naturelle **2.718**

Pour une exploitation complète de la transmission, la force de traction nécessaire dans la partie descendante de la bande est :

$$F_{2Amax} = F_u \cdot C_2 \quad (2.23)$$

Avec le facteur d'entraînement :

$$C_2 = \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (2.24)$$

La force de traction T1 dans la zone d'enroulement de la bande devient :

$$F_{1Amax} = F_u \cdot C_1 \quad (2.25)$$

Avec le facteur d'entraînement :

$$C_1 = 1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (2.26)$$

La force périphérique est donc :

$$F_u = F_{1Amax} - F_{2Amax} \quad (2.27)$$

Dont

$$C_2 = C_1 - 1 \quad (2.28)$$

II. 6 Conclusion

Chaque convoyeur doit être conçu pour transporter les matériaux visés en tenant compte de certains critères.

Ce sont les propriétés des matériaux, tel que granulométrie, densité abrasive corrosivité humidité et d'autres propriétés chimiques, le débit souhaité ainsi que les contraintes qu'impose l'emplacement du convoyeur qui déterminent les critères de conception.

On a suivis dans ce chapitre, un diagramme de la méthode de calcul du convoyeur à choisir pour transporter les produit en vrac ou à charge isolé où nous avons calculés la résistance d'avancement principale identique à la force tangentielle, elle est engendré par le frottement de la bande sur le tambour d'entraînement, lors de son enroulement, qui détermine automatiquement la puissance d'entraînement nécessaire pour un mouvement stable du convoyeur à bande.

La somme des masses en mouvement (masse de la bande, masse des pièces tournantes, masse de produit transportés et masse des éléments d'entraînement), permet sa prise en compte lors de l'étude et de la conception du convoyeur à bande.

Ne pas tenir compte de ces critères ou procéder à l'inverse aboutit à la construction d'un convoyeur inefficace et inadaptable, ce qui engendre des interventions de nettoyage et d'entretien, avec un rendement faible.

CHAPITRE 3

Contrôle et réglage de la vitesse du convoyeur à bande

Thème:

Contrôle de la vitesse des convoyeurs à bande pendant le fonctionnement transitoire

III. 1. Introduction

L'approche de contrôler la vitesse de la bande de telle façon que la capacité volumétrique de la bande est entièrement utilisée dans toutes les conditions opérationnelles a été éprouvée pour significativement réduire la consommation d'énergie d'un convoyeur à bande.

La recherche actuelle sur le contrôle de la vitesse pour les convoyeurs à bande se concentre principalement sur le calcul et la prédiction des économies d'énergie possibles ; Pour cette raison, nous présentons dans ce chapitre une méthode en trois étapes qui peut être utilisée pour déterminer la bonne façon d'accélérer un convoyeur à bande à vitesse contrôlée pendant le fonctionnement transitoire ; Cette méthode prend en compte les risques potentiels en fonctionnement transitoire et la performance dynamique du convoyeur.

Dans ce chapitre nous avons étudié l'état du système horizontal, en appliquant la méthode en trois étapes.

Dans l'étude de cas, nous avons fait :

1. Calculer la limite causative de l'accélération autorisée.
2. Transférer les simulations avec le temps d'accélération attendu pour déterminer le processus d'accélération et analyser la dynamique du convoyeur.
3. Les simulations sont basées sur un modèle d'éléments finis existant d'un convoyeur à bande.



Figure 3.1 Vues des convoyeurs à bande.

III. 2. Comportement dynamique du convoyeur à bande en mode transitoire

Le régime transitoire est le régime d'évolution d'un convoyeur à bande, qui n'a pas encore atteint un état stable ou le régime établi ; Le démarrage et l'arrêt sont des conditions de service temporaires et limitées dans le fonctionnement transitoire, au cours desquelles la vitesse de la bande se trouve modifiée par une accélération ou un ralentissement supposés constant.

Dans le cas du convoyeur à bande avec une vitesse d'alimentation en matériau variable, la vitesse du convoyeur doit être réglée fréquemment pour correspondre à la vitesse de chargement du matériau variable de telle sorte que la capacité volumétrique du convoyeur soit pleinement utilisée ; Dans l'opération transitoire, une accélération inadéquate peut entraîner des risques potentiels discutés ci-dessous.

III. 3. Risques potentiels en fonctionnement transitoire

Le couple d'entraînement transmis à la courroie par l'intermédiaire de la poulie d'entraînement crée une onde de contrainte comme :

a. Surtension de la bande

Pour une certaine bande transporteuse, la cote de tension de la bande est donnée comme une constante, et la tension de la bande est principalement déterminée par la force de sa carcasse ; Dans le cas d'une accélération, quand la tension de la bande dépasse les niveaux de tension admissibles déterminés par la tension nominale de la bande, celle-ci risque de se rompre au niveau d'une jonction.

Généralement, le risque le plus élevé de surtension de la bande dans un convoyeur horizontal se produit dans la zone située juste avant le tambour d'entraînement.

Ainsi, dans l'opération d'accélération, la tension de la bande avant le tambour d'entraînement doit être surveillée, en particulier lorsque la bande est complètement chargée.

b. Glissement (patinage) de la bande autour de tambour d'entraînement

Le patinage de la bande autour de tambour d'entraînement indique, que si le couple d'entraînement exercé sur le tambour d'entraînement est plus grand que ce qui est autorisé la bande glissera autour de tambour.

Le glissement de la bande peut entraîner une usure importante du couvercle inférieur de la bande, ce qui réduit la durée de vie de la bande.

En outre, si le glissement de la bande se produit dans la mesure qu'il ralentisse ou même arrête le convoyeur, alors un blocage de la goulotte d'alimentation de la bande ou un déversement de matériau peut se produire.

c. Surchauffe du moteur

Le couple nominal du moteur est le couple continu maximum disponible à la vitesse de conception qui permet au moteur de faire le travail sans surchauffe.

Dans les opérations d'accélération pratiques, le couple de service maximal doit être supérieur au couple nominal pendant une courte période. Le rapport entre le couple de service maximum et le couple nominal est défini comme facteur de service.

Dans le contrôle de vitesse active, le couple de service du moteur ne doit pas dépasser le permis. Sinon, le moteur peut surchauffer.

d. Déversement de matériel.

En raison des propriétés élastiques de la bande, l'opération d'accélération provoque les fluctuations de la tension et de la vitesse de la bande. Si l'amplitude de la fluctuation de la vitesse de la bande est excessive, la bande à proximité de la zone de chargement peut être surchargée et du matériau en vrac peut être déversé de la bande.

En plus de la fluctuation de la vitesse de la bande, la grande fluctuation de la tension de la bande peut également entraîner le déversement de la matière causée par les changements brusques de l'affaissement de la bande. Si la tension de la bande est trop faible et que la bande chute sensiblement entre les rouleaux, alors un déversement peut se produire, et le matériau en vrac peut être déversé à partir de la bande.

III. 4. Méthode d'obtention d'un fonctionnement d'accélération approprié avec le moins de temps d'accélération

Dans la recherche de la dynamique du convoyeur à bande, les chercheurs se concentrent principalement sur le fonctionnement d'un démarrage progressif et / ou d'un arrêt progressif.

En fonctionnement transitoire, les grandes accélérations peuvent entraîner une performance dynamique du convoyeur non acceptable et surtout en contrôle de vitesse active. Pour éviter les risques mentionnés en haut, le temps d'accélération devrait être suffisamment long, car il détermine la faisabilité du contrôle de la vitesse et influe sur les économies d'énergie.

Pour améliorer la faisabilité et obtenir plus d'économies d'énergie, une méthode en trois étapes est présentée qui est prévue pour réaliser l'opération d'accélération appropriée avec un temps d'accélération minimum.

Cette méthode tient compte à la fois des risques potentiels et de la dynamique du convoyeur.

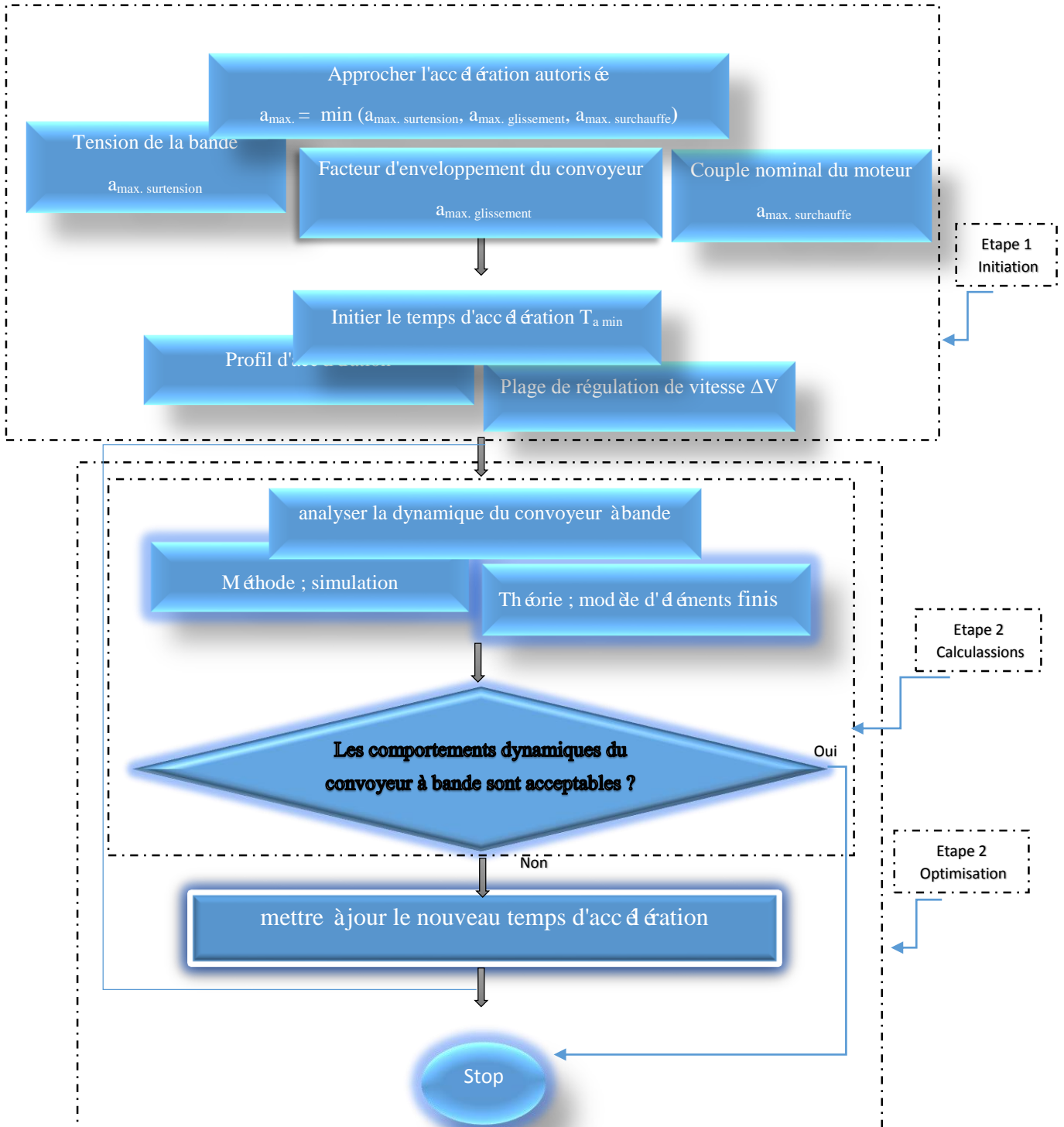


Figure 3.2 Diagramme du flux de la méthode en trois étapes.

III. 4.1 Initiation

En ce qui concerne les risques potentiels, l'amorçage prend en compte la tension nominale de la courroie et le facteur de sécurité le patinage de la courroie autour de la poulie d'entraînement et le couple nominal du moteur pour estimer l'accélération autorisée a_{max} .

$$a_{max} = \min (a_{max.surtension}, a_{max.glissement}, a_{max.surchauffe}) \quad (3.1)$$

Où :

$a_{max.surtension}$ = accélération maximale en tenant compte en [m /s²]
du risque de surtension de la courroie.

$a_{max.glissement}$ = accélération maximale en tenant compte en [m /s²]
du risque de glissement de la courroie.

$a_{max.surchauffe}$ = accélération maximale en tenant compte en [m /s²]
du risque de surchauffe du moteur thermique.

On peut obtenir le temps d'accélération initial $T_{a,min}$, en prenant en compte les profils d'accélération cités en haut.

$$T_{a,min} = C' \frac{\Delta V}{a_{max}} \quad (3.2)$$

Où :

ΔV = plage de régulation de vitesse. [m /s]

a_{max} = accélération maximale. [m /s²]

C' = coefficient de profil d'accélération.

La présentation mathématique du profil d'accélération sinusoïdale peut s'écrire comme suit :

$$\left. \begin{aligned} a(t) &= \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\Delta V}{T_0} \cdot \sin \frac{\pi t}{T_a} \\ V_a(t) &= \frac{\Delta V}{2} \cdot 1 - \cos \frac{\pi t}{T_a} + V_0 \end{aligned} \right\} \quad 0 \leq t \leq T_a \quad (3.3)$$

Où

V_0 = Vitesse d'origine avant l'accélération. [m /s]

T_0 = Temps d'accélération. [s]

Lorsque t est égal à $T_a/2$, nous pouvons obtenir l'accélération maximale.

$$a_{\max} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\Delta V}{T_0} \quad (3.4)$$

Ensuite, en cas de profil d'accélération sinusoïdale, le coefficient C' est égal à $\pi/2$.

III. 4.1.1 Tension nominale de la bande et facteur de sécurité

- En régime transitoire

La tension de la bande est nécessaire pour éviter le risque de surtension ; Pour définir la limitation de la force de traction de la courroie en fonctionnement transitoire, on introduit le concept de facteur de sécurité qui est issu de la norme **DIN** [5]. Sur la base du **DIN**, le facteur de sécurité S est mathématiquement défini comme suite :

$$S = \frac{K_n \cdot B}{F_{\max}} \quad (3.5)$$

Où

K_n = La tension nominale de la courroie par unité de largeur en [**kN / m**]

B = La largeur de la bande transporteuse. en [**m**]

F_{\max} = la force de traction max. admissible de la bande. en [**kN / m**]

En ce qui concerne le risque de surtension de la courroie, le **DIN** suggère que le facteur de sécurité effectif S_a max en accélération doit satisfaire à la formule suivante :

$$S_A = \frac{K_n \cdot B}{F_{A\max}} \geq S_{A\min} \quad (3.6)$$

Où

$F_{A\max}$ = la force de traction admissible de la bande en opération d'accélération.

$S_{A\min}$ = Le facteur de sécurité minimum autorisé

Ainsi, dans l'opération d'accélération, la force de traction admissible $F_{A\max}$ est :

$$F_{A\max} = \frac{K_n \cdot B}{S_{A\min}} \quad (3.7)$$

La Figure 3.3 illustre les forces de tension de la bande autour de le tambour d'entraînement et la force de traction maximale de la bande se produit avant le tambour d'entraînement :

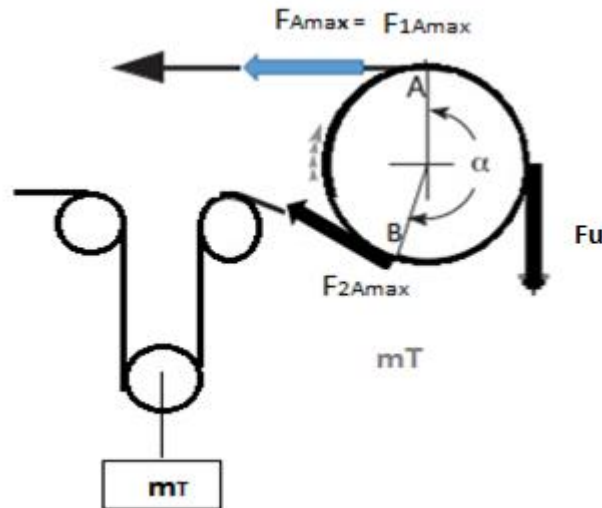


Figure 3.3 Force de traction exercées sur la bande en opération d'accélération.

Dans l'opération d'accélération :

$$F_{Amax} = F_{1Amax} \quad (3.8)$$

Ensuite, en régime transitoire, la force d'entraînement autorisée F_u exercée sur la poulie motrice est :

$$F_u = F_{1Amax} - F_{2Amax} = F_{Amax} - F_{2Amax} \quad (3.9)$$

où F_{2Amax} représente la force maximale de traction de la bande après la poulie de plongée.

Dans le cas d'un convoyeur à bande qui est tendu par un dispositif de reprise par gravité de masse

m_T , la force de traction de la bande $F_{2A,max}$ est égale à :

$$F_{2Amax} = \frac{1}{2} m_T \cdot g \quad (3.10)$$

Où

$g = 9,81$ en m/S^2 , accélérateur de la pesanteur terrestre.

Ici, l'accélération du dispositif d'enroulement est négligée et la force de la bande $F_{2A \max}$ est supposée rester constante, d'après les deux équations (3.7) et (3.9), F_u peut être réécrit comme suit :

$$F_u = \frac{K_n \cdot B}{S_{A \min}} - \frac{1}{2} m r \cdot g \quad (3.11)$$

En fonctionnement transitoire, les forces d'entraînement périphériques F_u sur le tambour d'entraînement sont égales aux sommes des forces nécessaires pour surmonter les résistances de mouvement $F_{f, \max}$ et les forces d'entraînement supplémentaires $F_{ac, \max}$ causées par l'accélération.

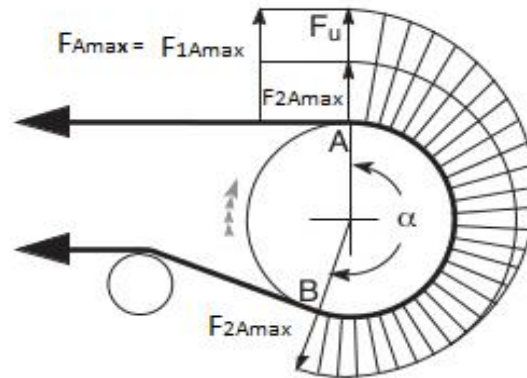


Figure 3. 3 Distribution des forces de traction exercées sur la bande en régime transitoire.

$$F_u = F_{f \max} + F_{ac \max} \quad (3.12)$$

Les résistances de mouvement sont constituées de résistances principales, de résistances secondaires, de résistances de pente et de résistance spéciale.

Selon DIN 22101 [5], les résistances principales F_H et secondaires représentent plus de 95% des résistances totales dans le cas de convoyeurs à bande horizontaux ; Par conséquent, il est admissible de négliger la résistance de la pente et la résistance spéciale pour un convoyeur à bande horizontale, puis les résistances de mouvement maximales (le max. de la résistance à l'avancement F_f) sont approchées par :

$$F_{fmax} = C f L g [m_r + (2.m_G + m_L)] \quad (3.13)$$

Où

C = coefficient de résistance secondaire (passive).

f = coefficient de frottement artificiel des pièces tournantes (stations-supports).

g = accélération gravitationnelle. en [m /s²]

L = entraxe du convoyeur. en [m]

m_G = masse de la bande par mètre linéaire en [Kg].

m_L = masse du produit transporté par mètre linéaire en [Kg].

m_r = masse des parties tournantes en [Kg].

Selon la deuxième loi du mouvement de Newton, les forces nécessaires pour surmonter l'inertie sont :

$$F_{acmax} = a_{max} \cdot L (m_r + 2m_G + m_L) \quad (3.14)$$

Puis en combinant les Eqs. (3.11) - (3.14), l'accélération maximale autorisée **a_{max,tension}** en tenant compte du risque de surtension de la bande est :

$$a_{max, tension} = \frac{\frac{K_n \cdot B}{S_{Amin}} - \frac{1}{2} m_r}{L (m_r + 2m_G + m_L)} - C f g \quad (3.15)$$

- En régime permanent

La tension de la bande **F_{Bmax}**, autorisée est égale à :

$$F_{Bmax} = \frac{K_n \cdot B}{S_{Bmin}} \quad (3.16)$$

Où **S_{B,min}** est le facteur de sécurité minimum correspondant. Même avec un fonctionnement transitoire, la force de traction maximale de la bande en régime permanent se produit également avant le tambour d'entraînement :

$$F_{Bmax} = F_{1Bmax} \tag{3.17}$$

En condition de fonctionnement stable, la relation entre les forces de traction de la courroie autour de la poulie d'entraînement est :

$$F_{2Bmax} = F_2 = \frac{1}{2} m_T \cdot g \tag{3.18}$$

$$F_U = F_f = C_f Lg [m_r + (2 \cdot m_G + m_L)] \tag{3.19}$$

$$F_{1Bmax} = F_{2Bmax} + F_U \tag{3.20}$$

Où

$F_{1B,max}$ et $F_{2B,max}$ sont la force de traction de la bande avant et après le tambour d'entraînement, et F_U est la force motrice en condition de fonctionnement stable (Figure 3.4),

Par remplacement des équations (3.17), (3.18) et (3.19) dans l'équation (3.16) K_N devient :

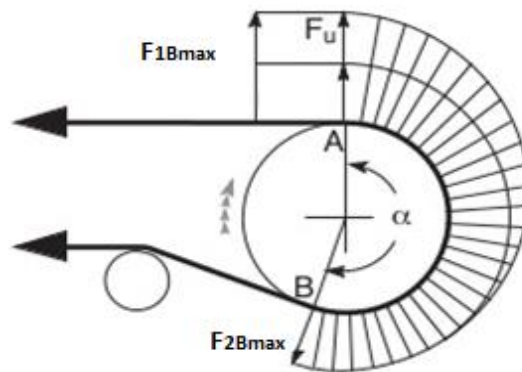


Figure 3.4 Distribution des forces de traction exercées sur la bande en régime permanent.

$$K_N = \left(\frac{\frac{1}{2} m_T g + C_f Lg (m_r + 2m_G + m_L)}{B} \right) S_{Bmin} \tag{3.21}$$

Alors il est sûr de remplacer l'équation (3.21) dans l'équation (3.15) est réécrit l'accélération maximale en fonctionnement transitoire :

$$a_{max, tension} = \left(\frac{m_T g}{2L(m_r + 2m_G + m_L)} - C_f g \right) \frac{S_{Bmin} - S_{Amin}}{S_{Amin}} \tag{3.22}$$

III. 4.1.2 Glissement de la bande autour de tambour d'entraînement

En mode d'accélération, un autre risque est le glissement de la bande autour du tambour d'entraînement. Pour détecter la possibilité de glissement de la bande, le concept de facteur d'enveloppement est introduit.

La formule d'**Euler-Eytelwein** [15] stipule que le rapport entre les forces de tension de la bande avant et après le tambour d'entraînement doit être inférieur à la valeur définie afin d'empêcher le patinage de ce tambour d'entraînement :

$$\frac{F_{1A}}{F_{2A}} \leq e^{\mu\alpha} \quad (3.23)$$

Où F_{1A} , F_{2A} sont les forces de tension de la bande avant et après le tambour d'entraînement, respectivement, et C_w représente le facteur d'enveloppement qui est la valeur définie mentionnée. (voir chapitre 2)

Si le rapport est supérieur au facteur d'enveloppement, la bande glisse autour de le tambour d'entraînement.

En Equation (3,23), le facteur d'enveloppement dépend du coefficient de frottement μ entre la bande et le tambour motrice et de l'angle d'enroulement α de la bande autour de le tambour motrice:

$$C_w = e^{\mu\alpha} \quad (3.24)$$

Dans le cas d'un convoyeur avec dispositif de réception par gravité l'équation (3,21) peut être réécrit comme :

$$F_{1Amax} = F_{2A} \cdot C_w = = \frac{1}{2} m_T \cdot g \cdot e^{\mu\alpha} \quad (3.25)$$

Puis en combinant les équations (3,9) - (3,14) et (3,23) donne l'accélération autorisée $a_{max, glissement}$ en tenant compte du glissement de la bande :

$$a_{max, glissement} = \frac{(e^{\mu\alpha} - 1)m_T \cdot g}{2L(m_r + 2m_G + m_L)} - C_f g \quad (3.26)$$

III. 4.1.3 Couple de serrage du moteur

Le couple moteur nominal $T_{\text{nom,moteur}}$ qui exerce un couple sur le tambour d'entraînement influence directement l'accélération autorisée.

Le couple nominal est le couple continu maximum disponible à la vitesse de conception qui permet au moteur de faire le travail sans surchauffe. Mais dans les opérations d'accélération pratiques, le couple de service maximal $T_{\text{max,couple}}$ peut être supérieur au couple nominal sur une courte période. Le rapport entre le couple maximal de service et le couple nominal est défini comme le facteur de service i_{sf} .

$$i_{\text{sf}} = \frac{T_{\text{max,moteur}}}{T_{\text{nom,moteur}}} \quad (3.27)$$

Ce qui indique la capacité du moteur à tolérer la surcharge sans surchauffe. Par exemple, le facteur de service standard pour les moteurs à goulotte ouverte est de **1,15**.

En accélération, en particulier en régulation de vitesse active, si le couple moteur est supérieur au couple autorisé, une surchauffe du moteur peut se produire. En raison de l'inertie du moteur et de la boîte, nous obtenons le couple maximal d'entraînement $T_{\text{max,tambour}}$ sur le tambour d'entraînement.

$$T_{\text{max,tambour}} = i_{\text{rf}} \cdot T_{\text{max,moteur}} = i_{\text{rf}} \cdot i_{\text{sf}} \cdot T_{\text{nom,moteur}} \quad (3.28)$$

Où

i_{rf} représente le facteur de réduction de la boîte de vitesses.

Ensuite, les forces d'entraînement autorisées F_{max} sur la poulie d'entraînement sont :

$$F_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max,tambour}}}{R_d} = \frac{i_{\text{rf}} \cdot i_{\text{sf}} \cdot T_{\text{nom,moteur}}}{R_d} \quad (3.29)$$

dans lequel R_d est le rayon de le tambour d'entraînement.

En prenant en compte l'influence de l'inertie du moteur et de la boîte de vitesses, nous pouvons remplacer l'équation. (3, 29) dans l'équation (3,14) et donner l'accélération admissible

$a_{\text{max, chauffer}}$

$$a_{\text{max, surchauffe}} = \frac{i_{\text{rf}} \cdot i_{\text{sf}} \cdot T_{\text{nom,moteur}} - R_d \cdot C_f g L (m_r + 2m_G + m_L)}{R_d [L (m_r + 2m_G + m_L) + m_{\text{rotor}} + m_{\text{équipement}}]} \quad (3.30)$$

Où m_{moteur} et $m_{\text{équipement}}$ représentent respectivement l'inertie du moteur et de la boîte de vitesses réduite à une masse sur le rayon de la poulie menante; Ici, il est important de noter que le couple nominal $T_{\text{nom,moteur}}$ est dérivé de la spécification du moteur installé

III. 4.1.4 Profil d'accélération

Dans [5], on pense que la grande secousse mécanique est l'une des principales causes des grandes fluctuations de vitesse et de tension de la bande. La secousse mécanique est la première dérivée de l'accélération ou de la décélération par rapport au temps. Comme on l'a vu précédemment, une fluctuation excessive de la vitesse et de la tension de la bande peut entraîner le déversement de la matière ; Dans [18], un profil d'accélération sinusoïdal est recommandé pour réduire la secousse mécanique pour réaliser un démarrage progressif.

La **figure 3.5** illustre le profil d'accélération sinusoïdal et les courbes de vitesse sont également données ; le profil d'accélération sinusoïdale est utilisé et il est supposé qu'avec l'application d'un profil d'accélération sinusoïdal, le problème de la secousse mécanique peut être évité

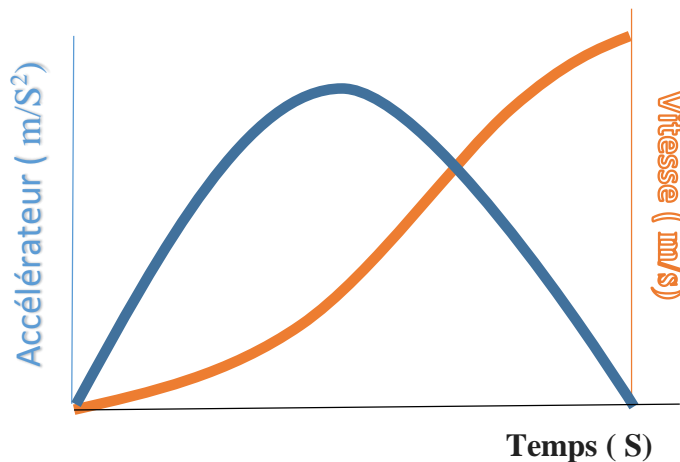


Figure 3. 5 Profils d'accélération et courbes de vitesse avec accélération autorisée.

Le temps d'accélération initiale $T_{a,\text{min}}$ peut être calculer par l'équation. (3,2) cité en haut.

III. 4.2 Calcul

Pour estimer l'accélération autorisée, des équations sont effectués en tenant compte de la tension nominale de la bande, du facteur de sécurité du facteur d'enroulement et du couple nominal du moteur ; En prenant le profil d'accélération , le temps d'accélération requis est également initialisé

L'opération d'accélération avec le temps d'accélération initial devrait être appropriée et tous les risques mentionnés devraient être évités; Cependant, il convient de souligner que dans l'étape d'initiation, la bande est traitée comme un objet rigide et l'effet de la dynamique de la bande est négligé; Si l'on prend en compte la dynamique du convoyeur, l'accélération avec le temps d'accélération initial peut entraîner des risques.

Pour calculer l'opération d'accélération, des simulations sont effectuées pour analyser la performance dynamique du convoyeur. Dans notre étude, les simulations sont basées sur la méthode des éléments finis, présentée en détail dans [14]. Ce modèle a déjà été vérifié et accepté par d'autres chercheurs [19-21] car il possède une précision suffisante pour analyser la dynamique du convoyeur; Comme l'ont également déclaré **Lodewijks et Kruse [22]**, l'écart entre les tests de terrain mesurés et les simulations calculées par un modèle d'éléments finis pourrait être limité à **5%**, ce qui correspond à la précision du champ des mesures.

✓ Présentation de la méthode des éléments finis

En analyse numérique, la méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Celles-ci peuvent par exemple représenter le comportement dynamique de certains systèmes physiques (mécaniques, thermodynamiques, etc.); L'analyse par éléments finis permet d'anticiper la réaction d'un produit exposé à des forces du monde réel, à des vibrations, à de la chaleur, à des écoulements de fluides et à d'autres manifestations physiques. Elle intervient dans le processus de développement des produits et permet d'anticiper d'éventuelles conséquences de l'utilisation du produit.

Ce processus consiste à diviser et découper un objet réel en une multitude (des milliers, voire des centaines de milliers) d'éléments finis, tels que des petits cubes, également appelés mailles, et à rechercher une formulation simplifiée du problème sur chaque élément, c'est-à-dire à transformer le système d'équations quelconque en un système d'équations linéaires; Chaque système d'équations linéaires peut se représenter par une matrice.

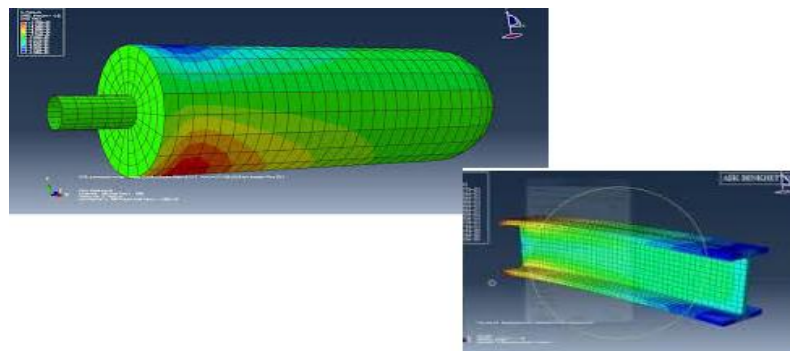


Figure 3. 6 Exemples de champ de contraintes calculés dans une simulation par éléments finis.

Les systèmes d'équations pour tous les éléments sont ensuite rassemblés, ce qui forme une grande matrice ; la résolution de ce système global donne la solution approchée au problème.

Actuellement la technologie propose un jeu complet d'outils de logiciels de simulation et d'analyse par éléments finis faciles à intégrer à chaque étape du processus de développement des produits ; Les logiciels de simulation et d'analyse par éléments finis offrent une approche rapide, précise et innovante pour résoudre les problèmes de conception les plus complexes .

Cette méthode est une approche très robuste pour obtenir des solutions approximatives avec un degré de précision acceptable.

✓ Application de la méthode

L'application est un convoyeur à bande long typique dont la géométrie est représentée sur la **figure (3,6)**.

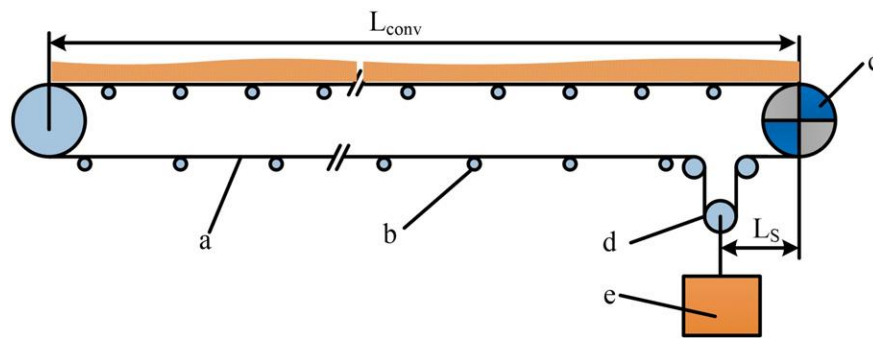


Figure 3.6 Géométrie typique du convoyeur à bande.

Le système de convoyeur à bande est un système compliqué avec des milliers de composants et presque chaque système de convoyeur a sa propre disposition et structure. Une géométrie de convoyeur à courroie longue et typique est illustrée à la **figure 3.6** pour aider à comprendre le convoyeur à courroie et la théorie des modèles par éléments finis.

La courroie sans fin (a) est supportée par un certain nombre de rouleaux libres tournants (b). La bande est entraînée par le tambour d'entraînement (c). La tension de la bande est générée en utilisant une poulie coulissante (d), qui est attachée à une unité de réception par gravité (e)..

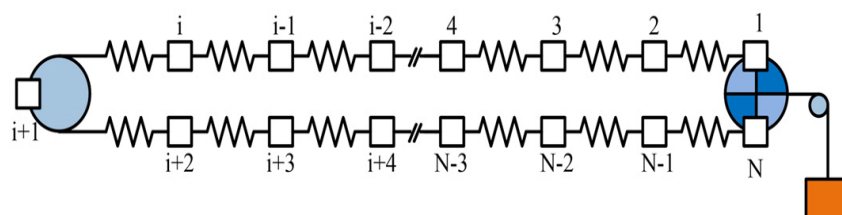


Figure 3.7 Méthode des éléments finis à masse forfaitaire.

La **figure 3.7** illustre le modèle d'élément fini à bande. Le convoyeur est divisé en un certain nombre d'éléments finis : $N-1$ segments avec N nœuds. La somme des masses du côté de la bande (masse courroie, masse rouleau et masse du matériau en vrac) est traité comme une masse unique localisée sur chaque nœud .

Du côté du transport, la masse du nœud est égale à la somme de la masse de la bande équivalente, de la masse du rouleau équivalente et de la masse équivalente du matériau en vrac et du côté du retour, la masse du nœud est égale à la somme de la masse de la courroie et de la masse du rouleau.

Une notation importante est que la masse du nœud $(i + 1)$ inclut la masse de la poulie de queue.

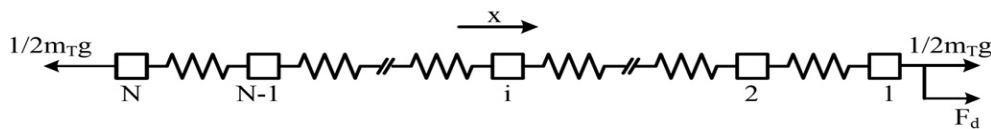


Figure 3.8 Mod èle unidimensionnel du syst ème de convoyeur à bande.

Il est possible de combiner le tambour d'entraînement et le tambour réceptrice en une seule. Dans le cas d'un convoyeur à bande avec dispositif de reprise par gravité la tension de la bande après le tambour d'entraînement est supposé rester constante et égale $1/2m_r g$. Si l'on suppose que la courroie est placé dans la direction x et que la courroie ne se déplace que dans une direction ; La **figure 3.8** illustre le système de transporteur à bande simplifié Dans ce système, le système d'entraînement du convoyeur et le système de tension sont remplacés par deux forces respectivement comme suite F_d et $1/2m_r g$.

III. 4.2 Optimisation

En ce qui concerne les quatre risques potentiels ,la première étape estime l'accélération autorisée et initialise le temps d'accélération en fonctionnement transitoire. Pour calculer l'accélération avec le temps d'accélération initial, des simulations sont effectués pour analyser les performances dynamiques de la bande et du moteur en régime transitoire.

Le **tableau 1** illustre les risques communs et leurs solutions suggérés. En ce qui concerne le fait qu'il n'est pas pratique de modifier la conception d'un convoyeur existant, la méthode générale d'amélioration consiste à allonger le temps d'accélération et à réduire la valeur maximale de l'accélération. Cependant, le temps d'accélération ne peut être indéfiniment prolongé du fait que le temps d'accélération long affaiblit la faisabilité du contrôle de vitesse et diminue la capacité de réduire les consommations d'énergie du convoyeur.

Tableau III. 1- Les risques d' échec et leurs solutions.

Risque d' échec	Crit ères relatifs	Solutions conseill ées
Surtension de la ceinture dans la zone d' épissure.	Tension nominale.	<ul style="list-style-type: none"> - Remplacer une nouvelle courroie avec une tension nominale plus é lev ée. - Prolonger le temps d'acc é érati on et r éduire le pic d'acc é érati on. - Diminuer la masse des appareils r écepteurs.
Glissement de la courroie autour de la poulie d'entra ãnement.	Facteur d'enveloppement.	<ul style="list-style-type: none"> - Augmenter la masse du dispositif de r éception. - Augmentez l'angle d'enroulement ou remplacez une nouvelle poulie et avec un coefficient de r é sistance au frottement plus é lev é - Prolonger le temps d'acc é érati on et r éduire la force motrice.
Surchauffe du moteur.	Couple nominal.	<ul style="list-style-type: none"> - Prolonger le temps d'acc é érati on et r éduire la force motrice. - R éduire la fr équence du processus de r é gulation de la vitesse. - Remplacer un nouveau moteur avec un couple nominal plus é lev é - Installer un dispositif de refroidissement.
D éversement de mati ère de la bande.	Vibration m écanique.	<ul style="list-style-type: none"> - Appliquer un profil d'acc é érati on plus souple. - Augmenter le temps d'acc é érati on et r éduire le taux de rampe d'acc é érati on.

Par cons équent, il est n écessaire d'obtenir le temps d'acc é érati on optimal pour satisfaire à la fois les attentes en mati ère de pr évention des risques et d' économies d' énergie.

III. 5. Etude de cas

Pour montrer la m éthode en trois é tapes, on a é tudi é un cas d'un long convoyeur à bande horizontale de **type KPL-400** ; Les param ètres de ce cas sont indiqu é s dans le **Tableau 2**.

En outr e, en supposant qu'avant l'op ération d'acc é érati on, la vitesse de la courroie est de **2 m/s** et apr ès l'op ération d'acc é érati on, la vitesse du convoyeur devrait atteindre **4 m/s**.



Figure 3.9 convoyeur à bande horizontal.

Tableau III. 2- Param ètres du syst ème de convoyeur à bande type KPL-400

Paramètres (symbole, unit)	Valeur	paramètres (symbole, unit)	Valeur
Longueur du convoyeur (L_{conv} , m)	1000	Coefficient de frottement entre la poulie d'entraînement et la bande transporteuse (μ , -)	0,35
Capacité nominale (C_{des} , t / h)	2500	Angle d'enroulement de la courroie sur la poulie d'entraînement (α , °)	180
Vitesse nominale (V_b , m / s)	5.2	Couple nominal du moteur ($T_{nom, moteur}$, N_m)	1592
Largeur de bande (B , m)	1.200	Facteur de service moteur (i_{st} , -)	1.15
Module d'élasticité de la bande (E_b , N / m ²)	$340 \cdot 10^6$	Facteur de réduction de la boîte de vitesses (i_{rf} , -)	18
Facteur d'amortissement (D_r , -)	0,35	Inertie de la boîte de vitesses réduite à une masse sur le rayon de la poulie motrice (boîte à bagages, kg)	37
Section transversale de la ceinture (A_{belt} , m ²)	0.01236	Inertie du moteur réduite à une masse sur le rayon de la poulie motrice (m_{moteur} , kg)	6654
Force de rupture nominale de la bande par unité de largeur (k_N , kN / m)	500	Facteur de sécurité minimal en fonctionnement stationnaire (S_B , min, -)	8.0
Masse de la bande par unité de longueur (m_{es} , kg / m)	14.28	Facteur de sécurité minimal en régime transitoire (S_A , min, -)	5.4
Masse du rouleau libre par unité de longueur du côté du support (m_{ro} , kg / m)	14.87	Coefficient des résistances secondaires (C , -)	1.09
Masse du rouleau par unité de longueur du côté retour (m_{ru} , kg / m)	7.72	Coefficient de frottement artificiel (f , -)	0.018
Masse de dispositif de réception par gravité (m , kg)	5060		

III. 5.1 Etape 1 - Initiation

Sur la base des données du **tableau 2**, la masse de matériau en vrac spécifié sur la bande par unité de longueur m_L est :

$$m_L = \frac{Q_m}{3,6 \cdot V} = \frac{2500}{3,6 \times 5,2} = 133,54 \text{ kg/m} \quad (3.31)$$

et la masse moyenne des pièces tournantes supérieurs m_{ro} et inférieurs m_{ru} par unité de longueur est :

$$m_r = m_{ro} + m_{ru} = 14,87 + 7,72 = 22,59 \text{ kg/m} \quad (3.32)$$

En ce qui concerne le risque de surtension de la courroie, l'accélération autorisée est :

$$a_{\max, \text{tension}} = \left(\frac{m_T g}{2L(m_r + 2m_G + m_L)} - Cfg \right) \frac{S_{B\min} - S_{A\min}}{S_{A\min}} \quad (3.33)$$

Donc

$$a_{\max, \text{tension}} = 0,157 \text{ m/s}^2$$

En ce qui concerne le risque de glissement de la courroie autour de la poulie d'entraînement, l'accélération autorisée est :

$$a_{\max, \text{glissement}} = \frac{(\epsilon_{\mu\alpha} - 1)m_T g}{2L(m_r + 2m_G + m_L)} - Cfg \quad (3.34)$$

D'après le calcul

$$a_{\max, \text{glissement}} = 0,076 \text{ m/s}^2$$

Pour le risque de surchauffe du moteur, l'accélération autorisée est :

$$a_{\max, \text{surchauffe}} = \frac{i_{rf} \cdot i_{sf} \cdot T_{\text{nom, moteur}} - R_d \cdot CfgL(m_r + 2m_G + m_L)}{R_d[L(m_r + 2m_G + m_L) + m_{\text{rotor}} + m_{\text{équipement}}]} \quad (3.35)$$

Le calcul nous donne

$$a_{\max, \text{surchauffe}} = 0,101 \text{ m/s}^2$$

l'accélération autorisée concernant les trois risques mentionnés est :

$$\begin{aligned} a_{\max} &= \min(a_{\max, \text{surtension}} ; a_{\max, \text{glissement}} ; a_{\max, \text{surchauffe}}) \\ &= \min(0,157 ; 0,076 ; 0,101) = 0,076 \text{ m/s}^2 \end{aligned} \quad (3.36)$$

Fait important, le résultat en Equation (3.36) montre au cours du processus d'accélération de ce cas spécifique le risque de glissement de la courroie autour de la poulie menante doit faire l'objet d'une plus grande attention. Cela arrive fréquemment. La tension d'absorption requise du point de vue dynamique est très souvent sous-estimée lorsque l'on utilise uniquement une approche statique ; Ensuite, selon l'équation. (29), le temps d'accélération initial est :

$$T_{a.min} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\Delta V}{a_{max}} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{4-2}{0,076} = 41,3s \approx 42s \quad (3.37)$$

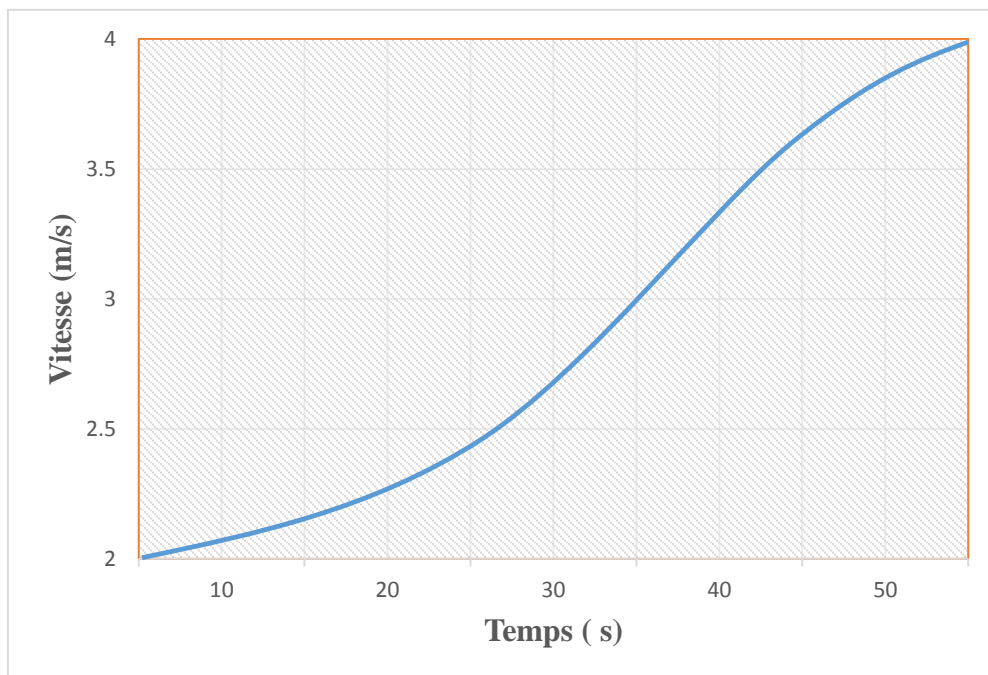


Figure 3.10 Courbe de vitesse idéale avec un profil d'accélération sinusoïdal.

Pour compléter l'opération d'accélération de **2 m/s** à **4 m/s** avec profil d'accélération sinusoïdal.

III. 5.2 Etape 2 - Calcul dynamique

Dans la deuxième étape, des simulations sont effectuées pour analyser la dynamique du convoyeur et calculer l'accélération avec le temps d'accélération initial. Les simulations sont basées sur les suppositions suivantes:

- a- La bande transporteuse est entièrement chargée pendant toute l'opération en raison du contrôle de la vitesse.
- b- La tension de la courroie après la poulie d'entraînement, la tension d'enroulement, reste constante.

Pour calculer l'accélération, la force de traction de la courroie avant la poulie motrice et le couple moteur sont surveillés. Surtout, comme indiqué dans l'équation. (3.36), le risque de glissement de la courroie autour de la poulie d'entraînement signifie que le rapport de tension autour de la poulie d'entraînement doit être surveillé. En ce qui concerne le glissement de la courroie, la force de traction de la courroie avant la poulie d'entraînement est limitée :

$$F_{1Amax} = F_{2A}. \quad (3.38)$$

Donc la valeur la force de traction de la courroie avant la poulie motrice F_{1Amax} est :

$$F_{1Amax} = F_{2A}.C_w = = \frac{1}{2} m_T.g.C_w = \frac{1}{2} . 5060 \frac{1}{1000} . 9,81. e^{0,35 \times 180} = 74,4 \text{ KN} \quad (3.39)$$

Et en ce qui concerne la surchauffe du moteur, le couple d'entraînement du moteur est limité :

$$i_{sf} = \frac{T_{max,moteur}}{T_{nom,moteur}} \quad (3.40)$$

$$T_{max,moteur} = T_{nom,moteur} \times i_{sf} = 1.15 \times 1592 = 1,830 \text{ KN/m} \quad (3.41)$$

- **Résultats de la simulation**

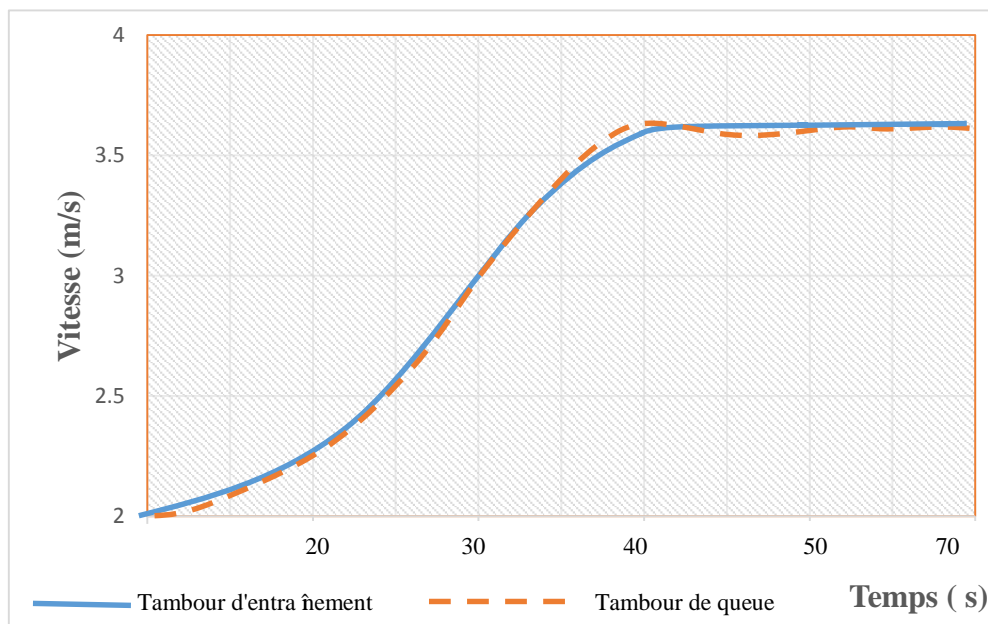


Figure 3.11 Courbes de vitesse pour tambour d'entraînement et pour tambour de queue dans le processus de régulation de la vitesse.

La **figure 3.11** illustre les courbes de vitesse de la courroie sur la poulie d'entraînement et la poulie de queue. Comme le montre la figure, la poulie d'entraînement commence à accélérer au point de temps **0 s**. Même avec le profil d'accélération souhaité, la vitesse de la poulie d'entraînement augmente progressivement et les courbes de vitesse ressemblent à une courbe en "S". Au point **41 s**, la vitesse de la poulie d'entraînement atteint la vitesse désirée et après cela, la poulie d'entraînement tourne à vitesse constante. Contrairement à la courbe de vitesse à la poulie de tête, la vitesse à la poulie de queue n'a presque pas de changements au début de l'opération d'accélération. Cependant, quelques secondes plus tard, la poulie de queue commence à accélérer. Après l'accélération, la vitesse de la courroie au niveau de la poulie de queue commence à fluctuer cycliquement autour de la vitesse désirée. Cette fluctuation s'évapore après le passage de quelques ondes de tension.

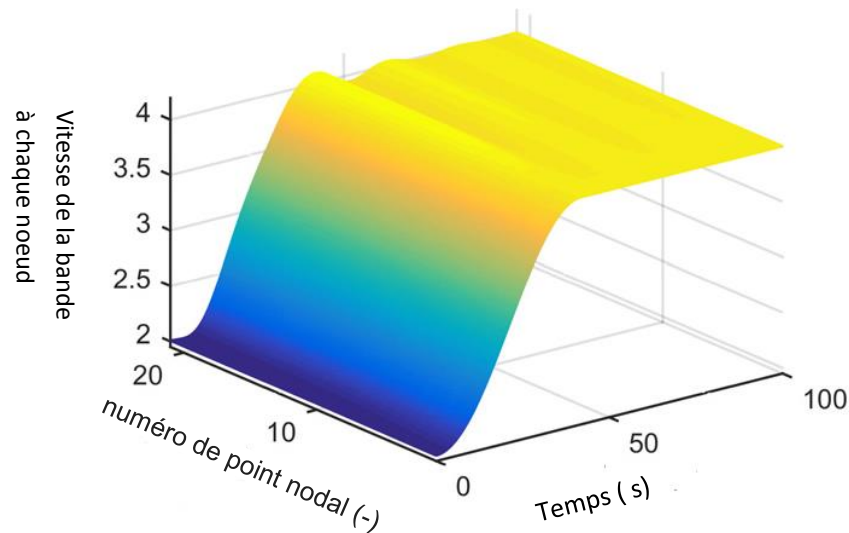


Figure 3.12 Vitesse de la bande à chaque noeud dans le processus de régulation de la vitesse.

La **figure 3.12** illustre la vitesse de la bande à chaque noeud. Dans le processus de régulation de vitesse, la vitesse de la courroie à chaque noeud augmente successivement. En ce qui concerne l'élasticité de la courroie, la vitesse de la courroie à chaque noeud fluctue pendant une certaine période après l'opération d'accélération.

La figure montre que la fluctuation de l'amplitude de la vitesse de la bande du côté du transport est inférieure à celle du côté du retour. Pendant ce temps, en ce qui concerne la propriété de viscosité de la courroie, l'amplitude s'amortit dans le temps.

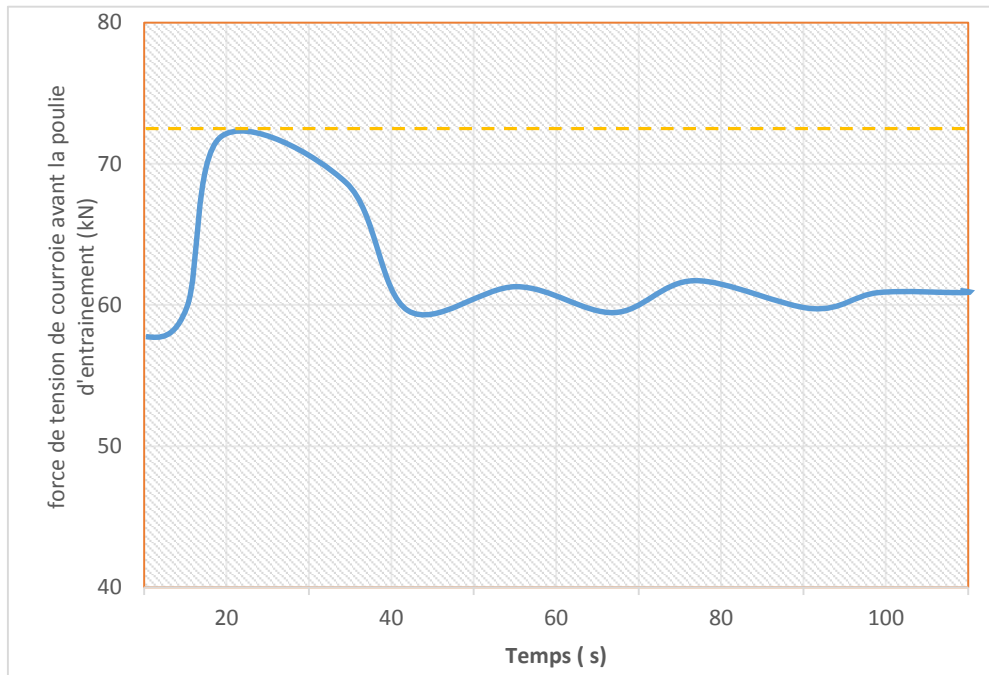


Figure 3. 13 Tension de la courroie avant la poulie motrice dans le processus de régulation de la vitesse.

La **figure 3. 13** illustre la force de traction de la courroie avant la poulie d'entraînement. Les résultats de la simulation montrent, au début du processus d'accélération, que la tension de la courroie augmente progressivement. Au point de temps **13 s**, la force de traction de la ceinture atteint **74,4 kN** et à **17 s**, elle atteint le pic de **76 kN**. Même avec les courbes de vitesse de la courroie, la force de traction de la courroie fluctue autour d'un certain niveau après l'opération d'accélération.

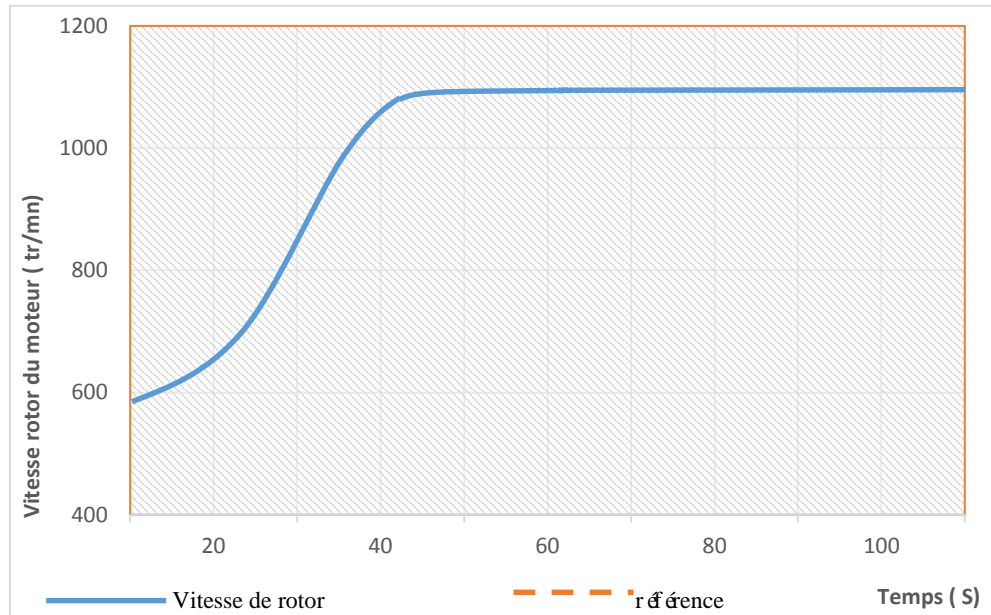


Figure 3.14 Vitesse du rotor du moteur dans le processus de régulation de la vitesse.

Les courbes de vitesse du rotor du moteur et les courbes de couple électromagnétique du moteur sont illustrées à la **figure 3.14** et à la **figure 3.15**, respectivement. Le modèle de moteur provient de la boîte à outils Simulink. Comme le montre la **figure 3.14**, la vitesse du rotor du moteur augmente graduellement et doucement lors de l'accélération. La courbe de vitesse du rotor est également une courbe en «S». La **figure 3.15** illustre les courbes de référence de couple et les courbes de couple électromagnétique du moteur. Pendant l'opération d'accélération, la référence de couple et le couple électromagnétique varient progressivement. Autour du point temporel **10 s**, le couple électromagnétique augmente jusqu'à la valeur nominale. **7 s** plus tard, le couple atteint le pic, jusqu'à **1,77 Kn.m**. Après cela, le couple diminue progressivement. De manière similaire aux courbes de vitesse de la courroie, le couple électromagnétique fluctue après l'opération d'accélération avec une amplitude décroissante.

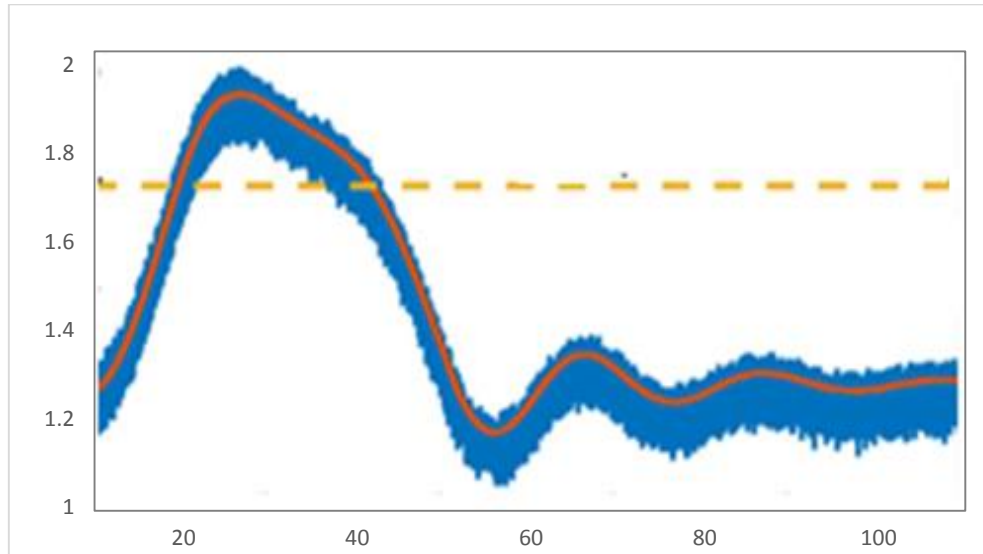


Figure 3.15 Couple électromagnétique du moteur dans le processus de régulation de la vitesse.

La **figure 3.15** illustre le couple d'entraînement du moteur. Il montre en accélération, le pic de couple est inférieur à celui autorisé, ce qui est défini par le couple moteur et le facteur de service du moteur. Cela signifie que dans cette accélération, le risque de surchauffe du moteur est également évité. En résumé, dans cette opération d'accélération avec le temps d'accélération initial, il existe un risque de glissement de la courroie autour de la poulie motrice.

III. 5. 3 Etape 3 - Optimisation

Comme indiqué dans les sections précédentes, le risque de glissement de la courroie n'est pas autorisé dans un convoyeur à bande sous contrôle de vitesse, en particulier dans le contrôle de vitesse actif où la vitesse de la courroie est fréquemment ajustée. Dans cette section, d'autres simulations sont effectuées pour améliorer l'accélération et obtenir le temps d'accélération optimal. En prenant en compte le risque de glissement de la courroie autour de la poulie d'entraînement, le problème de l'optimisation Le temps d'accélération peut être considéré comme un problème de recherche de la racine de la fonction $f(t)$:

$$f(t) = F_{1Amax}(t) - 74,4 = 0$$

III. 6 Conclusion

La méthode en trois étapes permet d'obtenir un fonctionnement d'accélération approprié avec un temps d'accélération optimal dans le contrôle de vitesse actif.

Un cas de système de convoyeur horizontal a été étudié avec la mise en œuvre de la méthode en trois étapes. En ce qui concerne les risques potentiels, le temps d'accélération initial a été estimé

Des simulations avec un modèle d'éléments finis ont été effectuées pour calculer l'accélération avec le temps d'accélération initial.

Dans le calcul, les comportements dynamiques du convoyeur ont été analysés.

En ce qui concerne le risque de glissement de la courroie, d'autres études sont effectuées pour améliorer l'accélération et obtenir le temps d'accélération optimal.

Les résultats de l'étude de cas montrent que la méthode en trois étapes est capable d'atteindre l'accélération appropriée avec un temps d'accélération optimal.

Les résultats de la simulation sont applicables à la conception d'un contrôleur de vitesse pour ce convoyeur à bande spécifique.

Des recherches futures se pencheront sur le développement de contrôleurs de vitesse actifs pour permettre les économies d'énergie des convoyeurs à bande.

Conclusion générale



Thème:

Contrôle de la vitesse des convoyeurs à bande pendant le fonctionnement transitoire

Conclusion

Avant de faire le choix ou la conception d'un convoyeur à bande, il faut d'abord faire une recherche bibliographique pour avoir une connaissance suffisante sur les caractéristiques techniques des convoyeurs à bande, ses principaux organes de construction, et leurs domaines d'utilisations. Cette connaissance, nous permet de déterminer le type du convoyeur à bande avec un bon dimensionnement de calcul ; dans le but de nous assurer la longue durée de vie de ses composants et d'éviter les risques et les incidences sur la sécurité de ces derniers.

Elle nous permet aussi d'avoir un bon rendement dans des conditions stables et efficaces et d'assurer un bon environnement de travail.

Chaque convoyeur doit être conçu pour transporter les matériaux visés en tenant compte de certains critères. Ce sont les propriétés des matériaux, tel que granulométrie, densité abrasive, corrosivité, humidité et d'autres propriétés chimiques, le débit souhaité ainsi que les contraintes qu'impose l'emplacement du convoyeur qui déterminent les critères de conception.

On a suivis dans ce chapitre, un diagramme de la méthode de calcul du convoyeur à choisir pour transporter les produit en vrac ou à charge isolé où nous avons calculés la résistance d'avancement principale identique à la force tangentielle, elle est engendré par le frottement de la bande sur le tambour d'entraînement, lors de son enroulement, qui détermine automatiquement la puissance d'entraînement nécessaire pour un mouvement stable du convoyeur à bande.

La somme des masses en mouvement (masse de la bande, masse des pièces tournantes, masse de produit transportés et masse des éléments d'entraînement), permet sa prise en compte lors de l'étude et de la conception du convoyeur à bande. Ne pas tenir compte de ces critères ou procéder à l'inverse aboutit à la construction d'un convoyeur inefficace et inadaptable, ce qui engendre des interventions de nettoyage et d'entretien, avec un rendement faible.

La méthode en trois étapes permet d'obtenir un fonctionnement d'accélération approprié avec un temps d'accélération optimal dans le contrôle de vitesse actif. Un cas de système de convoyeur horizontal a été étudié avec la mise en œuvre de la méthode en trois étapes. En ce qui concerne les risques potentiels, le temps d'accélération initial a été estimé.

Des simulations avec un modèle d'éléments finis ont été effectués pour calculer l'accélération avec le temps d'accélération initial. Dans le calcul, les comportements dynamiques du convoyeur ont été analysés. En ce qui concerne le risque de glissement de la courroie, d'autres études sont effectués pour améliorer l'accélération et obtenir le temps d'accélération optimal.

Les résultats de l'étude de cas montrent que la méthode en trois étapes est capable d'atteindre l'accélération appropriée avec un temps d'accélération optimal. Les résultats de la simulation sont applicables à la conception d'un contrôleur de vitesse pour ce convoyeur à bande spécifique. Des recherches futures se pencheront sur le développement de contrôleurs de vitesse actifs pour permettre les économies d'énergie des convoyeurs à bande.

Bibliographie

- [1] G. Lodewijks, Two decades dynamics of belt conveyor systems, *Bulk Solids Handling* 22 (2002) 124–132.
- [2] J. Hiltermann, Reducing the Electrical Power Consumption of Troughed Belt Conveyors by Speed Control, 2008.
- [3] P. Stoop, Energy Management and Saving Systems for a Belt Conveyor, Delft University of Technology, 2010.
- [4] S. Drenkelford, Energy Saving Solutions for Belt Conveyor Systems, 2013.
- [5] DIN22101, Continuous conveyors-Belt conveyors for loose bulk materials-Basics for calculation and dimensioning, 1982
- [6] Guide technique de méthode de calcul pour conception de bande transporteuse CONTITECHNIK
- [7] <https://fr.wikipedia.org/wiki/Convoyeur>
- [8] Thèse de doctorat réalisée par Mr BELHAMRA ALI, amélioration des conditions des convoyeurs à bande
- [9] <http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/presentations/belt1/belt1.htm>
- [10] <http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/presentations/belt2/belt2.htm>
- [11] <http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/presentations/belt3/belt3.htm>
- [12] <http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/presentations/belt4/belt4.htm>
- [13] guide de conception Sécurité des convoyeurs à courroie GSST
- [14] <https://www.slideshare.net/HasniZied/dimensionnement-et-conception-dun-convoyeur-bande>
- [15] <https://www.linkedin.com/learning/smart-board-essential-bande>
- [16] W. Daus, M. Koerber, N. Becher, Raw coal loading and belt conveyor system at Nochten opencast mine — a new conveying and loading system based on drives controlled and adjusted by frequency converter, *Braunkohle Surf Min* 50 (1998)
- [17] ABB, Variable-speed drives for belt-conveyor systems, (2000).
- [18] J. Hiltermann, G. Lodewijks, D.L. Schott, J.C. Rijsenbrij, J.A.J.M. Dekkers, Y. Pang, A methodology to predict power savings of troughed belt conveyors by speed
- [19] S. Zhang, X. Xia, A new energy calculation model of belt conveyor, *AFRICON'09.*, IEEE 2009, pp. 1–6.

- [20] Y. Pang, G. Lodewijks, Improving energy efficiency in material transport systems by fuzzy speed control, *Logistics and Industrial Informatics (LINDI) 2011 3rd IEEE International Symposium on*, IEEE 2011, pp. 159–164.
- [21] L.B. Ristic, B.I. Jeftenic, Implementation of fuzzy control to improve energy efficiency of variable speed bulk material transportation, *IEEE Trans. Ind. Electron.* 59 (2012) 2959–2969.
- [22] S. Zhang, X. Xia, Optimal control of operation efficiency of belt conveyor systems, *Appl. Energy* 87 (2010) 1929–1937.
- [23] D. He, Y. Pang, G. Lodewijks, Determination of acceleration for belt conveyor speed control in transient operation, *International Journal of Engineering and Technology* 8 (2016) 206.
- [24] G. Lodewijks, *Dynamics of Belt Systems*, TU Delft, Delft University of Technology, 1996.
- [25] G. Kuhnert, G. Schulz, L. Euler or JA Eytelwein? The origins of the “rope friction equation”, *Bulk Solids Handling* 15 (1995) 261–264.
- [26] I. Boldea, S.A. Nasar, *The Induction Machine Handbook*, CRC press, 2010.
- [27] CEMA, *Belt Conveyors for Bulk Materials*, 6 ed. Conveyor Equipment Manufacturers Association, Florida, USA, 2007.
- [28] A. Harrison, Reducing dynamic loads in belts powered by three wound-rotor motors, *Bulk Solids Handling* 5 (1985) 1153–1157.
- [29] D.J. Kruse, R. Lemmon, A comparison of various belt tension calculation methodologies including CEMA, 6th edition BELTCON 14, South Africa, 2007.
- [30] G. Suweken, W. Van Horssen, On the transversal vibrations of a conveyor belt with a low and time-varying velocity. Part I: the string-like case, *J. Sound Vib.* 264 (2003) 117–133.
- [31] A. Nuttall, G. Lodewijks, Dynamics of multiple drive belt conveyor systems, *Part. Part. Syst. Charact.* 24 (2007) 365–369.
- [32] G. Lodewijks, D. Kruse, The power of field measurements-part I, *Bulk Solids Handling* 18 (1998) 415–428.
- [33] G.M. Phillips, P.J. Taylor, *Theory and Applications of Numerical Analysis*, Academic Press, 1996.
- [34] S. Pal, *Numerical Methods: Principles, Analyses, and Algorithms*, Oxford University Press, 2009.
- [35] B. Kolonja, B. Jeftenić, D. Ignjatović, The application of frequency converters for the regulation of belt

