

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Abderrahmane Mira-Bejaia
Faculté de la Technologie
Département de Genie Electrique



En vue d'obtention du diplôme de Master en Electrotechnique

Option : Electromécanique

Thème :

**Etude Mécanique et électrique d'un
convoyeur à bande afin d'augmenter sa
charge**

Proposé par le responsable de l'unité silo de CEVITAL

Encadré par :
M^r M.Adli

Réalisé par M^r :
✕Meziane Ridha
✕Mouhli Toufik

Devant les jurys :
Mr : B. FELLA
Mr :A. KASDI

Remerciements

On remercie Dieu tout puissant en premier lieu.

Nos très vifs remerciements vont à notre promoteur **Mr M.ADLI** d'avoir accepté de nous encadrer, **Mr A.AMRI** qui nous a beaucoup aidé, sans oublier notre co-promoteur **Mr A.CHENOUF** à CEVITAL pour leurs orientations, tout au long de ce travail et leurs disponibilité durant la période de notre travail.

Nous tenons à remercier aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur de juger notre travail.

Nous remercions les ingénieurs et techniciens de CEVITAL en particulier les personnels de l'unité silo.

Que ceux qui nous ont aidés, soutenus et encouragés durant notre cursus trouvent dans ces phrases notre gratitude et nos remerciements les plus sincères.

Dédicace

Je dédie ce travail à mes chers parents que je leurs doit tout l'amour de la vie.

A mon oncle et ma tante.

A mes frères et soeur.

A mes oncles et toute la famille.

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

MOUHLI TOUFIK

Dédicace

Je dédie ce travail à la mémoire de mes cousins LACHEMI et ALI que Dieu les accueille dans son vaste paradis.

A mes chers parents, que je leurs doit tout l'amour de la vie.

A mes frères et soeur.

A mes oncles et toutes leurs familles.

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

MEZIANE RIDHA

Table des matières

Introduction	1
I Présentation de Cevital et la direction des opérations portuaires :	3
I.1 Présentation de Cevital :	3
I.1.1 Historique de l'entreprise :	3
I.1.2 Situation géographique :	3
I.1.3 Activités de Cevital :	4
I.2 présentation de la DOP :	4
I.2.1 Les moyens disponible au niveau de la DOP :	4
I.2.2 Organigramme de Cevital :	5
I.2.3 Les différents équipements del'installation de la DOP :	6
I.2.4 Circuit de déchargement :	6
I.3 Généralités sur les convoyeurs :	8
I.3.1 Définition d'un convoyeur :	8
I.3.2 Composants et leur dénomination :	8
I.4 Problématique :	10
II Etudes du système existant	11
II.1 Caractéristiques du convoyeur et du produit transporté :	11
II.1.1 Caractéristiques du produit transporté :	11
II.1.2 Les caractéristiques du convoyeur :	13
II.2 Calcul de la bande :	13
II.2.1 Calcul de la largeur de la bande :	13
II.3 Les stations supports :	14
II.3.1 Ecartement des stations supports :	15
II.3.2 Longueur de transition L_t :	16
II.4 Les rouleaux :	17
II.4.1 Choix du diamètre des rouleaux :	17
II.5 Effort tangentiel :	18
II.6 Définition des tensions :	21
II.6.1 Calcul des tensions sur les brins de la bande :	21

II.6.2	Calcul des tensions de la bande en endroits critiques du convoyeur :	22
II.7	Les tambours	24
II.7.1	Calcul des Diamètres des tambours :	24
II.7.2	La masse des tambours :	24
II.8	Calcul de la puissance :	26
II.9	Dimensionnement des axes des tambours :	27
II.9.1	Calcul du diamètre de l'axe du tambour moteur : .	27
II.9.2	Calcul du diamètre de l'axe du tambour de renvoi :	30
II.9.3	Calcul du diamètre de l'axe du tambour de contrainte :	31
II.10	Les Roulements	31
II.10.1	Choix de roulement	32
II.10.2	Capacité de charge dynamique c :	32
II.10.3	Charge équivalente p :	32
II.10.4	Calcul des roulements pour l'axe du tambour moteur	33
II.10.5	Calcul des roulements pour l'axe du tambour de ren- voi	34
II.10.6	Calcul des roulements pour l'axe du tambour de contrainte	35
II.11	Caractéristiques du moteur existant :	36
III	Etude pour un débit de 3000 t/h	37
III.1	Calcul de la largeur de la bande :	37
III.2	Les stations support et longueur de transition :	37
III.2.1	Ecartement des stations supports :	37
III.2.2	Longueur de transition :	38
III.3	Les rouleaux :	38
III.3.1	Choix des diamètres des rouleaux :	38
III.4	Les tambours :	38
III.4.1	Diamètre des tambours :	38
III.4.2	Masse des tambours	38
III.4.3	Calcul du moment d'inertie de tambour moteur : . .	38
III.5	Calcul de la puissance du convoyeur :	39
III.5.1	La puissance ramenée à l'arbre moteur :	39
III.6	Effort tangentiel :	39
III.7	Calcul des tensions sur les brins de la bande pour 3000 t/h :	40
III.7.1	Tensions T_1 et T_2 :	40
III.7.2	Tension T_3 :	41
III.7.3	Tension T_0 :	41
III.8	Calcul des axes des tambours pour 3000 t/h :	41
III.8.1	Calcul des vitesses de rotation des tambours : . . .	41
III.8.2	Calcul du moment fléchissant des tambours :	42

III.8.3	Calcul du moment de torsion des tambours :	43
III.8.4	Calcul du moment fléchissant idéal des tambours :	43
III.8.5	Calcul du module de résistance W des tambours :	43
III.8.6	Calcul des diamètres des l'axe des tambours :	44
III.8.7	Dimensionnement de la clavette pour l'axe du tambour moteur :	44
III.9	Calcul des roulements :	46
III.9.1	Calcul du roulement de tambour moteur :	46
III.9.2	Calcul du roulement du tambour de renvoi :	46
III.9.3	Calcul du roulement du tambour de contrainte :	47
IV	Etude du moteur d'entraînement :	49
IV.1	Généralités sur les moteurs électriques :	49
IV.2	Moteur à courant continu :	49
IV.2.1	Caractéristique mécanique de chaque moteur :	50
IV.2.2	Domaine d'application :	50
IV.3	Moteurs à courant alternatif :	50
IV.3.1	Machine synchrone :	50
IV.3.2	Machine asynchrone :	51
IV.3.3	Organisation de la machine :	51
IV.3.4	Organes mécaniques :	53
IV.3.5	Le coût :	54
IV.4	Choix du moteur :	54
IV.4.1	Caractéristique mécanique d'une machine asynchrone :	54
IV.4.2	Les données du convoyeur :	55
IV.4.3	Calcul du couple de charge :	55
IV.4.4	Calcul du couple de charge ramené à l'arbre moteur :	55
IV.4.5	Calcul du moment d'inertie ramené à l'arbre moteur :	56
IV.4.6	Vérification de la puissance :	56
IV.4.7	Calcul du glissement :	57
IV.4.8	Calcul de la puissance absorbée par le moteur :	57
IV.4.9	Calcul de la puissance apparente :	58
IV.4.10	Point de fonctionnement :	58
IV.4.11	Limitation du courant de démarrage :	58
IV.4.12	Comparaison entre démarrage progressif et étoil-triangle :	60
IV.4.13	Choix du mode de démarrage :	62
IV.4.14	Caractéristique du démarreur choisi :	63
IV.4.15	Autre avantages du démarreur progressif :	63

V Maintenance et Protection	65
V.1 Les méthodes de la maintenance :	65
V.1.1 La maintenance corrective :	66
V.1.2 La maintenance préventive :	66
V.2 Les différents niveaux de maintenance :	66
V.3 Objectifs de la maintenance dans l'entreprise :	67
V.4 Gestion maintenance du système :	69
V.5 Opérations de la maintenance :	70
V.5.1 Opération de maintenance préventive :	70
V.5.2 Opérations de la maintenance corrective :	71
V.6 Élément de protection :	73
V.6.1 Relais de protection :	73
V.6.2 Le disjoncteur :	74
V.6.3 Disjoncteur différentiel :	75
V.6.4 Le contacteur :	79
V.6.5 Coupure de sécurité :	80
Conclusion générale	81
Bibliographie	82
Annexe	I
A Caractéristique mécaniques et électriques des moteurs Leroysoner	I
B Coefficient d'enroulement C_w	II
C Protection des départs-moteurs jusqu'à 250 kW	III
D La protection différentielle	IV
E Protection contre les surcharge	V
F Contacteur tripolaire avec raccordement par vis-étriers	VI
G Caractéristique démarreur ATA 01N285Q	VII
H Roulements à une rangée de rouleaux cylindrique	VIII
I Roulements à une rangée de rouleaux cylindrique	IX

Table des figures

I.1	Schéma de principe d'un convoyeur à bande	8
II.1	Schéma illustratif de l'angle d'éboulement.	12
II.2	Angle talutage	12
II.3	Angle talutage en fonction de l'angle d'éboulement	12
II.4	Angle d'inclinaison des stations supérieures	13
II.5	Différentes valeurs du coefficient K en fonction de la pente	14
II.6	Ecartement des stations supports	15
II.7	Longueur de transition	16
II.8	Stations de transition	17
II.9	Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande et l'angle d'inclinaison des rouleaux latéraux	17
II.10	Tensions exercées sur la bande au niveau du tambour de commande	21
II.11	Disposition des tensions T_0 et T_3	23
II.12	La résultante des tensions.	28
II.13	Distance entre le roulement et le flasque du tambour(a_g) .	28
IV.1	Couple en fonction de la vitesse	50
IV.2	Caractéristique de charge d'une MAS	55
IV.3	Schéma équivalent du système	55
IV.4	Démarrage étoil-triangle	59
IV.5	Démarrage statorique	59
IV.6	Démarrage par autotransformateur	60
IV.7	Démarrage par gradateur de tension	60
IV.8	Circuit de puissance du système d'entraînement.	64
V.1	Classification des types de maintenance	67
V.2	Relais thermique.	73
V.3	Symbole d'un relais magnétique.	74
V.4	Symbole d'un relais magnétothermique.	74
V.5	Disjoncteur magnétothermique.	75
V.6	Symboles des disjoncteurs.	75
V.7	Symbole de disjoncteur différentiel.	76

V.8 Le contacteur.	79
----------------------------	----

Liste des tableaux

II.1	Débit-volume avec stations-supports en auge à 3 rouleaux .	15
II.2	Ecartement entre les stations	16
II.3	Diamètre recommandé pour les rouleaux.	18
II.4	Coefficient de résistance fixe en fonction de l'entre axe . . .	19
II.5	Coefficient de résistance passive en fonction de la température de fonctionnement	19
II.6	Coefficient de frottement des produits et des parties tour- nantes.	19
II.7	Poids des pièces tournantes supérieures et inférieures . . .	20
II.8	Diamètres minimaux recommandés pour les tambours . . .	25
II.9	Coefficient de frottement des bandes, rouleaux en fonction de l'entre axe.	26
II.10	Durées de vie indicatives de quelques paliers à roulements .	36
IV.1	Domaines d'applications de chaque types de moteurs. . . .	51
IV.2	Comparaison des procédés de démarrage pour moteurs à cage	62
V.1	Calcul de courant de court-circuit.	79
V.2	Catégorie de choix des contacteurs.	80

Introduction

Les systèmes de manutention de produits en vrac sont liés à un processus de transport continu ou discontinu. Le système discontinu a été jusqu'au début du vingtième siècle le seul moyen de transport des matériaux sur les grandes distances. Avec l'apparition des systèmes de transport continu, la manutention discontinue est entrée dans sa phase d'hypertrophie car les convoyeurs à bandes transporteurs ne sont handicapés par aucun problème de chargement, d'accélération, de freinage ou de déchargement. Pourtant, ce moyen moderne de transport des produits en vrac, malgré sa fiabilité et son économie a eu des difficultés à s'imposer sur le marché des transports fortement dominé, à l'époque, par le marketing des constructeurs de camions.

Le domaine de prédilection du convoyeur à bande est le transport de tous les matériaux en général notamment, les minerais et ce dans tous les secteurs industriels. Nous trouvons également des convoyeurs à bande pour le transport des charges isolées tels que les sacs, cartons, caisses...etc. Le développement technologique considérable des bandes transporteuses à armature textile et des nouveaux moyens mécaniques d'entraînement, positionne très fréquemment aujourd'hui le convoyeur comme un rival direct du camion, du chemin de fer.

Le convoyeur à bande à armature textile sis à l'unité silos du complexe Cevital est l'objet de notre étude. Afin de mener à bien notre étude, nous avons réparti notre travail en cinq chapitres :

Le premier chapitre est réservé à la présentation de l'organisme d'accueil de Cevital, le procédé d'acheminement et d'approvisionnement de la matière première ainsi des généralités sur les convoyeurs à bande.

Le deuxième chapitre consiste à une étude mécanique du système existant qui est le transporteur TB1 travaillant à 2000 t/h, afin de vérifier notre méthodes de calculs.

Le troisième chapitre consiste à étudier le système proposé qui consiste à augmenter le débit de 2000 t/h à 3000 t/h.

Le quatrième chapitre comprend l'étude électrique du système d'entraînement.

le cinquième chapitre consiste à élaborer un plan de la maintenance, et

la protection du système, le convoyeur plus moteur.

Chapitre I

Présentation de Cevital et la direction des opérations portuaires :

I.1 Présentation de Cevital :

I.1.1 Historique de l'entreprise :

Cevital est parmi les entreprises Algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998, société par actions au capital de 41.6 milliards de DA, la plus jeune et la plus importante des entreprises d'un groupe familial diversifié, fondé en 1971, et implantée à l'extrême du port de Béjaïa sur une superficie de 45000 m^2 . Elle a réalisé un chiffre d'affaire de 43 milliard de DA en 2005, soit 2/3 du chiffre d'affaire du groupe, sa croissance est en moyenne de 50% par an depuis sa première année d'exploitation (1999).

Cevital agroalimentaire offre des produits de qualité supérieure à des prix compétitifs, grâce à son savoir-faire, ses unités de production ultramodernes, son contrôle strict de la qualité, et son réseau de distribution performant. Elle couvre les besoins nationaux et elle a permis de faire passer l'Algérie du stade importateur à celui d'exportateur pour les huiles et la margarine et le sucre.

Pour s'imposer sur le marché, Cevital négocie avec de grandes sociétés commerciales en France, en Suisse et d'autres sociétés spécialisées dans l'import-export en Ukraine, en Russie et en Lybie. Ses produits se vendent aujourd'hui dans plusieurs villes africaines de Lagos, Niamey, Bamako, et Tunis.

I.1.2 Situation géographique :

Cevital est un complexe de production qui se situe au niveau du nouveau quai de Béjaïa à 3 Km du sud-ouest de la ville, il s'étend sur une superficie

de 45000 m^2 . il est limité du nord par la mer, de l'est par sonatrach du l'ouest par le port et au sud par la R9.

I.1.3 Activités de Cevital :

Lancé en 1998, le complexe a débuté son activité par le conditionnement d'huile en décembre 1998. En février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie ont débuté, cette dernière est devenue opérationnelle en aout 1999.

L'ensemble des activités de Cevital est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, la margarine et du sucre tel que :

- Raffinage des huiles (18000 t/jour), soit 104% du besoin national ;
- Conditionnement de huile (1400 t/heure) ;
- Production de margarine (600 t/jour), soit 120% du besoin national sur plusieurs gammes de produits ;
- Fabrication d'emballage (PET) : Poly-Ethylène-Téréphtalate (9600 unité/heurs) ;
- Raffinage du sucre (1600 t/jour), soit 180% du besoin national
- Stockage des céréales (120000 tonnes) ;
- La cogénération (une capacité de production de 64 MW) ;
- Minoterie et savonnerie en cours d'étude ;

I.2 présentation de la DOP :

La direction des opérations portuaires (direction silos) s'occupe essentiellement du déchargement, stockage et expédition de la matière première tels que les céréals, le maïs et le sucre brut.

I.2.1 Les moyens disponible au niveau de la DOP :

on dispose au niveau de la DOP ce qui suit :

- **24 silos de stockage** : ce sont de grands récipients cylindriques d'une capacité de stockage de 5000 tonnes pour chaque cellule ;
- **4 tours** : ce sont de grands buildings construits pour abriter les différents postes de contrôle des différentes installations électriques ;
- **une tour de chargement camion** : c'est une grande tour utilisée pour charger les céréales vers les camions, elle est composée de deux stations de chargement indépendantes ;

- **une tour de chargement mixte camion-wagons** : elle permet de charger les céréales vers les wagons venant du port et peut être utilisée pour servir les camions. (cette tour ne contient qu'une seule station de chargement) ;
- **2 hangars de stockage** : Les hangars de stockage possèdent une capacité de stockage de 200000 tonnes, le premier hangar une capacité de 500000 destiné au stockage du soja et le deuxième une capacité de 150000 destiné au stockage du sucre roux ;

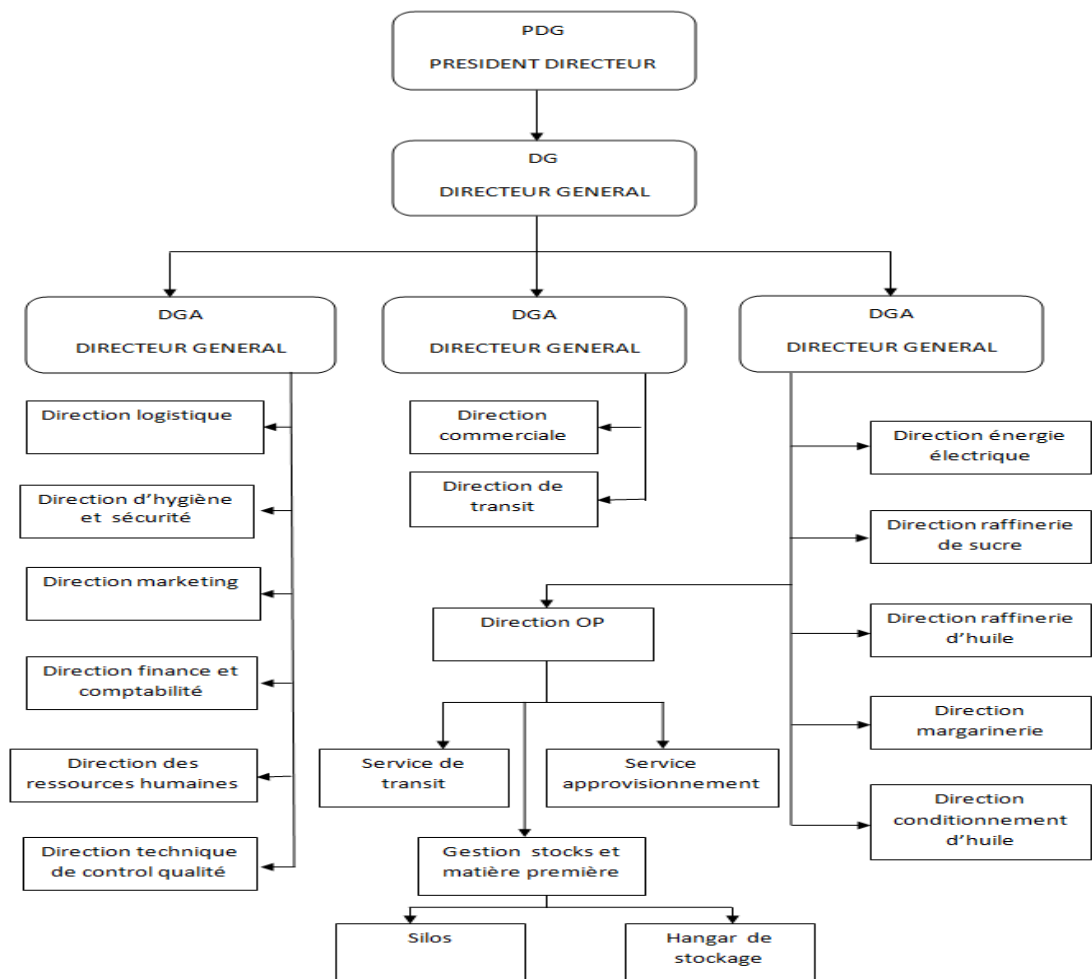
On trouve dans cette direction les postes suivants :

- Directeur de l'unité ;
- Le chef de service exploitation ;
- Le chef de service maintenance ;
- Les méthodistes ;
- L'opérateur PC ;
- Suivi du stock ;

I.2.2 Organigramme de Cevital :

L'organigramme suivant donne une vue générale sur les différents organes constituant le complexe Cevital :

I.2. PRÉSENTATION DE LA DOP :



I.2.3 Les différents équipements de l'installation de la DOP :

- Les transporteurs à bande (TB) ;
- Les transporteurs à chaîne (TC) ;
- Deux grues ;
- Chariot élévateur ;
- Les ponts et stations de pesages et balances ;
- Les élévateurs ;

I.2.4 Circuit de déchargement :

Le déchargement de la matière première (sucre, céréales, maïs,...) du bateau vers l'endroit choisi pour le stockage s'effectue de la manière suivante :

Une fois le bateau arrivé au port, deux grues sont mises en place pour l'enlèvement du produit du bateau et le vider vers les trémies mobiles sur rails, ensuite les trémies se déchargent sur le transporteur à bande (TB1A) après vers (TB1B) par des jetés, ce dernier transmet la matière au transporteur (TB1C) ensuite la matière première sera envoyée vers le transporteur (TB2).

Le (TB2) est le plus long transporteur à une longueur de 208 m, il est entraîné par deux moteurs de 200kW chacun. Après la matière sera transmise vers un système de pesage, une fois la matière posée ; elle sera évacuée sur le transporteur (TB18) qui a deux sens de déplacement :

- un sens pour l'acheminement de la matière vers les silos passant par TB3 et TB4 .
- un autre sens pour l'acheminement de la matière vers l'hangar 50000 T par TB7 et TB14, et TR12 pour l'hangar de 150000 T.

on résume le circuit de déchargement et de stockage comme suit :

- **Hangar 50000 T** : les équipements formant le circuit sont :
TB1A → TB1B → TB1C → bascule → TB18 → TB7 → TB14 → hangar 50000 T.
- **Hangar 150000 T** : les équipements formant le circuit sont :
TB1A → TB1B → TB1C → bascule → TB18 → TB7 → TB14 → TR2 → TB14A → TB14B → TB14C → hangar 150000 T.
- **Les 24 silos** : les équipements formant le circuit sont :
TB1A → TB1B → TB1C → bascule → TB18 → TB3 → TB4 → TD1 → 24 position de chaque silos.

I.3 Généralités sur les convoyeurs :

I.3.1 Définition d'un convoyeur :

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

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

I.3.2 Composants et leur dénomination :

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

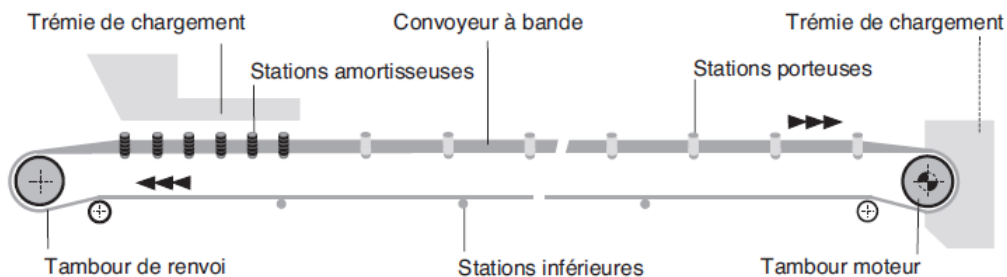


Figure I.1 – Schéma de principe d'un convoyeur à bande

La bande :

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

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

Tambour de commande :

La surface du tambour de commande peut être laissée en finition normale ou avoir un revêtement de caoutchouc dont l'épaisseur est calculée en fonction de la puissance à transmettre de manière à augmenter le coefficient

de frottement et à faciliter l'évacuation de l'eau à la surface du tambour. Le diamètre du tambour est dimensionné en fonction de la catégorie et du type de bande, ainsi que des pressions calculées sur sa surface.

Tambour de renvoi :

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.

Tambours de contrainte :

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

Les rouleaux :

Ils soutiennent la bande et tournent librement et facilement sous la charge. Ce sont les composants les plus importants du convoyeur et ils représentent une part considérable de l'investissement total.

Stations porteuses en auge et stations-supports inférieures :

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°.

Dispositifs de tension :

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

Dans notre cas, la dispositif de tension est à vis.

Trémie

La trémie est conçue pour faciliter le chargement et le glissement du produit en absorbant les chocs de la charge et en évitant les colmatages et l'endommagement de la bande.

Capots pour convoyeurs :

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

Moto-réducteur :

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.

I.4 Problématique :

Vu l'activité importante du quai, Cevital nécessite un déchargement rapide et efficace de la matière première et l'acheminer jusqu'aux éléments de stockage en se basant sur des convoyeurs à bande.

Pour cela Cevital propose d'augmenter le débit de la matière transportée par les convoyeurs qui est 2000 t/h jusqu'à 3000t/h en conservant la même bande transporteuse.

Notre étude consiste à déterminer les nouvelles dimensions des principaux éléments du convoyeur TB1B et de déterminer la puissance nécessaire pour le nouveau débit à savoir :

Les rouleaux, écartement des stations support supérieures et inférieures, longueur de transition, les tambours, les roulements, le moteur et le réducteur.

Chapitre II

Etudes du système existant

Introduction

Dans ce chapitre on va étudier le convoyeur existant TB1B fonctionnant à un débit de 2000 t/h, et on va vérifier les dimensions pratiques et théoriques des différents éléments du convoyeur à savoir : la bande, les tambours, les rouleaux, les roulements et la puissance du convoyeur.

II.1 Caractéristiques du convoyeur et du produit transporté :

II.1.1 Caractéristiques du produit transporté :

La granulométrie du Sucre :

Les grains du Sucre sont de taille moyenne et variable entre 0.55 et 0.65 mm [1].

La masse volumique du Sucre :

La masse volumique du Sucre est de : $\rho_s = 0,88t/m^3$ [1].

L'abrasivité et la corrosivité du produit à transporter :

Le sucre est moyennement abrasif et moyennement corrosif.

L'angle d'éboulement :

L'angle d'éboulement d'un produit, que l'on appelle également "angle de frottement naturel", est l'angle que la ligne de pente du produit, mis en tas librement sur une surface plane, forme avec l'horizontale Figure (II.1) [1].

L'angle d'éboulement de sucre est : $\theta = 25^\circ$.

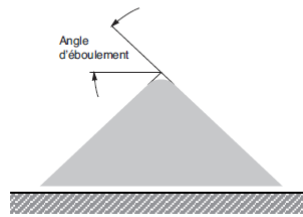


Figure II.1 – Schéma illustratif de l'angle d'éboulement.

Angle de talutage :

L'angle de talutage 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 comme le montre la figure (II.2) [1].

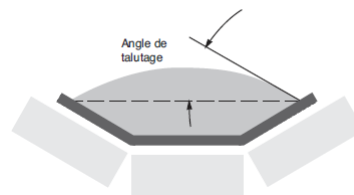


Figure II.2 – Angle talutage

La figure (II.3) indique l'angle talutage en fonction de l'angle d'éboulement.

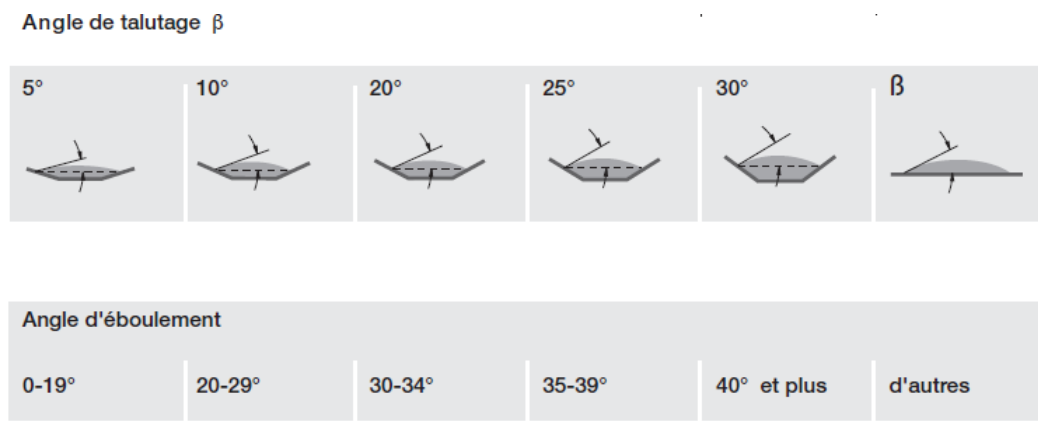


Figure II.3 – Angle talutage en fonction de l'angle d'éboulement

On a l'angle d'éboulement du sucre brut est de : $\theta = 25^\circ$.

A l'aide de la Figure (II.3), on déduit que l'angle de talutage est de : $\alpha = 10^\circ$.

II.1.2 Les caractéristiques du convoyeur :

Le débit :

Le débit massique existant est de : $I_v = 2000t/h$.

La vitesse linéaire de la bande :

La vitesse linéaire de la bande transporteuse est : $v = 3m/s$.

Le poids de la bande par mètre linéaire :

Le poids de la bande par mètre linéaire est de : $q_b = 20,74Kg/m$ [2].

Angle d'inclinaison des stations supérieures :

La bande transporteuse doit avoir une inclinaison de $\lambda = 30^\circ$ au niveau des rouleaux des stations porteuses supérieures, comme est montré sur la figure (II.4) [1].



Figure II.4 – Angle d'inclinaison des stations supérieures

II.2 Calcul de la bande :

II.2.1 Calcul de la largeur de la bande :

On peut déterminer la largeur de la bande en fonction du débit-volume I_{vt} calculé sur la base du cahier des charges pour une vitesse de 1 m/s, en fonctions de l'angle d'inclinaison des rouleaux, de l'angle de talutage du produit et de la vitesse de la bande [1]. Le calcul du débit-volume I_{vt} pour une vitesse de 1 m/s est donnée par :

$$I_{vt} = \frac{I_v}{v \times K \times K_1 \times \rho} \quad (II.1)$$

- I_{vt} : Débit volumétrique (m^3/h) ;
- K : Coefficient d'inclinaison de convoyeur ;
- K_1 : Coefficient de correction ;

Le diagramme de la figure (II.5) nous indique la valeur du coefficient K en fonction de l'angle d'inclinaison du convoyeur [1]. Comme on est dans le

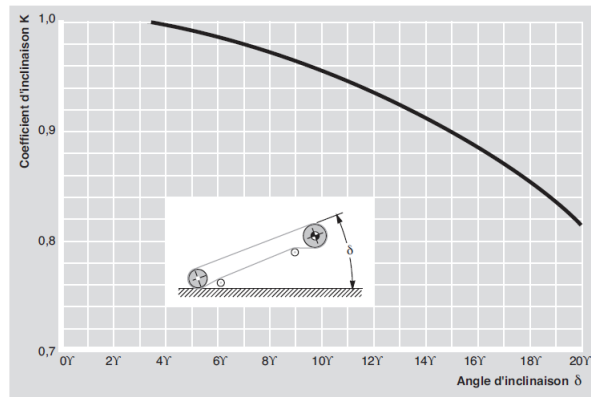


Figure II.5 – Différentes valeurs du coefficient K en fonction de la pente

cas d'un convoyeur horizontal, l'angle d'inclinaison $\delta = 0$.

D'après le diagramme de la figure (II.5), on prend : $K = 1$.

Le choix de K_1 est généralement nécessaire pour tenir compte de la nature de l'alimentation du convoyeur (si elle est constante et régulière ou non) [1], en introduisant un coefficient de correction K_1 ayant les valeurs suivantes :

- $K_1 = 1$ alimentation régulière ;
- $K_1 = 0.95$ alimentation irrégulière ;
- $K_1 = 0.80 \div 0.90$ alimentation plutôt irrégulière ;

Pour tenir compte de l'irrégularité de l'alimentation on prendra : $K_1 = 0.90$.

Soit :

$$I_{vt} = \frac{2000}{3 \times 1 \times 0.90 \times 0.88} = 841.75 m^3/h$$

D'après le tableau (II.1), la valeur la plus proche de $841.75 m^3/h$ est :

$$l_{vt} = 934.5 m^3/h.$$

cela correspond à une bande de largeur 1600 mm pour $\lambda = 30^\circ$.

II.3 Les stations supports :

On distingue deux types de stations supports sur un convoyeur à bande :

- Les stations supérieures porteuses qui ont pour fonction de soutenir la partie chargée de la bande et de déplacer le produit ;
- Les stations inférieures qui soutiennent la bande non chargée à son retour ;

Largeur de la bande [mm]	Débit volumique théorique $I_{vt} [m^3/h]$					
	Angle de talutage	$\lambda = 20$	$\lambda = 25$	$\lambda = 30$	$\lambda = 35$	$\lambda = 45$
1400	5°	465.8	4540.7	606.9	661.3	753.8
	10°	574.9	644.7	706.3	753.4	8431
	20°	804.9	867.6	918.7	957.9	1006.9
	25°	906.4	985.3	1031.4	1063.4	1100.1
1600	5°	616.6	716.0	803.8	875.5	997.5
	10°	760.6	853.2	934.5	994.2	1102.6
	20°	1063.8	1146.9	1214.2	1266.4	1330.2
	25°	1198.0	1302.1	1363.3	1405.4	1452.9
1800	5°	788.7	915.4	1027.8	1119.6	1274.7
	10°	972.3	1090.8	1194.4	1272.4	1409.0
	20°	1353.2	1465.2	1551.2	1617.8	1698.8
	25°	1530.7	1663.2	1740.0	1794.9	1854.7

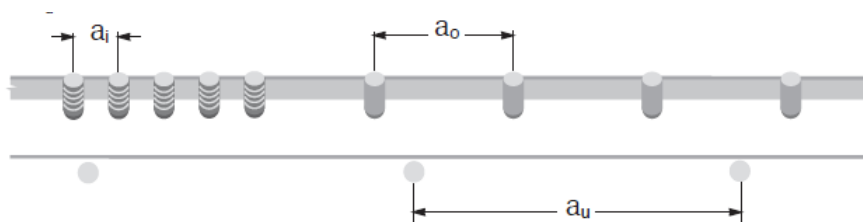
Table II.1 – Débit-volume avec stations-supports en auge à 3 rouleaux

Sur la plupart des convoyeurs à bande, les stations porteuses ont une configuration en auge pour que la bande puisse transporter une plus grande quantité de produit qu'elle ne le ferait si elle était plate, pour une même largeur et à vitesse égale.

II.3.1 Ecartement des stations supports :

L'écartement des stations supports est la distance qui sépare deux stations porteuses supérieures ou bien celles qui portent le brin inférieur de la bande transporteuse. Comme l'indique la figure (II.6), elles sont respectivement indiquées par a_0 , a_u [1].

On définit l'écartement des stations selon la largeur de la bande et la masse volumique du produit à transporter.


Figure II.6 – Ecartement des stations supports

Le tableau (II.2) indique les différentes valeurs de l'écartement maximal préconisé [1] :

La largeur de la bande est de : 1600 mm, d'après le tableau (II.2), on a :

- Ecartement des stations supérieures $a_0 = 1,20$ m ;
- Ecartement des stations inférieures $a_u = 3,0$ m ;

Largeur de la bande [mm]	Ecartement maximal préconisé entre les stations [m]			
	Ecartement des stations supérieures			Stations inférieures [m]
	Selon la masse volumique du produit transporté [t/m^3]			
	$< 1.2 t/m^3$	De 1,2 à 2,0 t/m^3	$> 1.2 t/m^3$	
800	1.5	1.35	1.25	3.0
1000	1.35	1.20	1.10	3.0
1200 1400 1600 1800	1.2	1.00	0.80	3.0

Table II.2 – Ecartement entre les stations

L'écartement des stations supérieures situées au niveau du point de chargement a_i est réduit par rapport à l'écartement des stations supérieures a_0 de moitié ou même voir plus pour éviter toute incurvation excessive de la bande transporteuse et son débordement.

On prendra donc :

$$a_i = \frac{a_0}{3} \quad (\text{II.2})$$

$$a_i = 0.4m$$

II.3.2 Longueur de transition L_t :

C'est la distance entre la station support la plus proche du tambour de tête ou du tambour de pied comme l'indique la figure (II.7) [1].

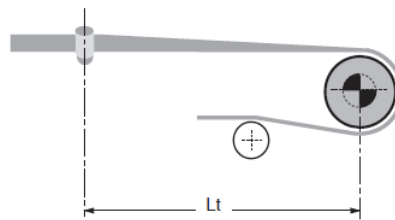


Figure II.7 – Longueur de transition

Sur cette section, la bande perd sa forme en auge, déterminée par l'inclinaison des rouleaux des stations porteuses, pour devenir plate et s'adapter au tambour plat et inversement comme la montre la Figure (II.8).

Le graphique de la Figure (II.9) permet de déterminer la longueur de transition L_t (en fonction de la largeur de la bande et l'angle d'inclinaison λ des rouleaux latéraux des stations-supports), pour des bandes à armature

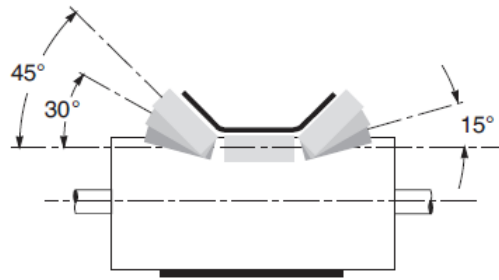


Figure II.8 – Stations de transition

textile EP (polyester) et des bandes à armature métallique (SP) [1].

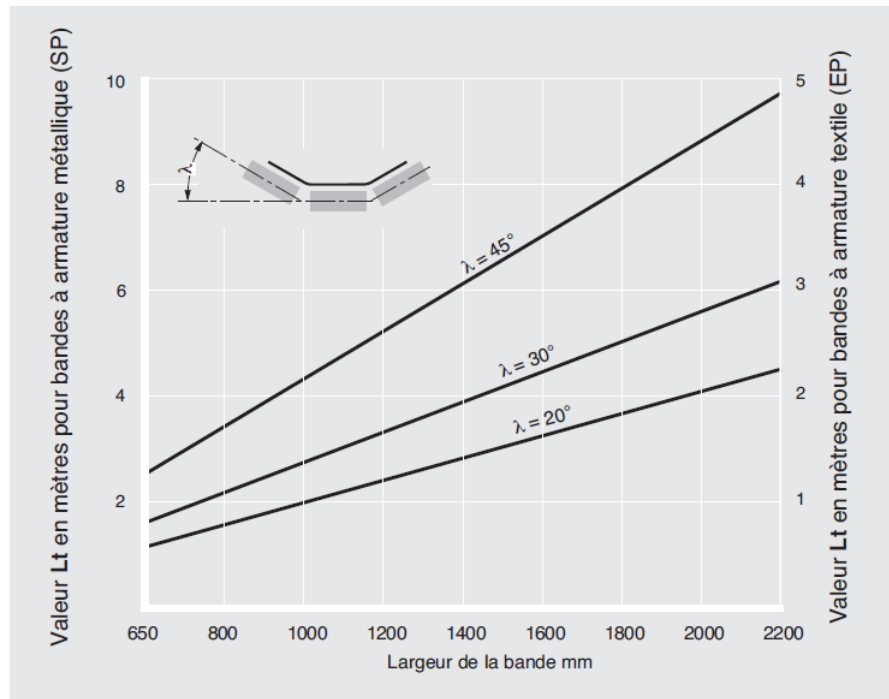


Figure II.9 – Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande et l'angle d'inclinaison des rouleaux latéraux

Dans notre cas, on prendra une longueur de transition : $L_t = 2.4$ m pour une bande à armatures textile de largeur égale à : 1600 mm.

II.4 Les rouleaux :

II.4.1 Choix du diamètre des rouleaux :

Le choix du diamètre de rouleau doit tenir compte de la largeur et de la vitesse linéaire de la bande.

Le tableau (II.3) indique le diamètre des rouleaux en fonction de ces deux paramètres [1].

Largeur de la bande [mm]	Diamètre recommandé pour les rouleaux pour une vitesse de 3 m/s								
	≤ 2 m/s			De 2 à 4 m/s			≥ 4 m/s		
	ø rouleaux [mm]			ø rouleaux [mm]			ø rouleaux [mm]		
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	159
1800	159	159	194	159	194				

Table II.3 – Diamètre recommandé pour les rouleaux.

Le diamètre recommandé des rouleaux sera de : 133 mm pour une vitesse de 3 m/s et une bande de largeur 1600 mm.

On prendra le même diamètre pour les rouleaux des stations inférieures : 133 et une longueur $L_r = 1800$ mm.

La vitesse de déplacement de la bande par rapport aux conditions de charge requises est un facteur important pour la conception d'un convoyeur. A partir de la vitesse linéaire de la bande et du diamètre des rouleaux, on peut déterminer la vitesse de rotation (en tr/min) des rouleaux à l'aide de la formule suivante : [1]

$$N = \frac{v \times 1000 \times 60}{D \times \pi} \quad (\text{II.3})$$

- D : Diamètre des rouleaux (mm) ;
- N : Vitesse de rotation des rouleaux (tr/mn) ;

$$N = \frac{3 \times 1000 \times 60}{133 \times \pi} = 431.01 \text{tr/mn}$$

II.5 Effort tangentiel :

On peut déterminer l'effort tangentiel total F_u sur le porteur du tambour de commande par la formule suivante : $F_u = F_a + F_r$ [1]

F_a : Effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur (N) ;

F_r : Efforts tangentiel pour déplacer une section du brin inférieur (N) ;

Effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur F_a :

$$F_a = [L \times C_q \times f \times C_t \times (q_b + q_G + q_{RO})] \times g \quad (\text{II.4})$$

- L : L'entre axe (mm) ;
- C_q : Coefficient de résistance fixe ;
- f : Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes ;
- C_t : Coefficient de résistance passive ;
- q_{RO} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures (Kg/m) ;
- q_G : Quantité de produit par mètre linéaire (kg/m)

Entre axe [m]	10	20	30	40	50	60	80	100
C_q	4.5	3.2	2.6	2.2	2.1	2	1.8	1.7

Table II.4 – Coefficient de résistance fixe en fonction de l'entre axe

On a l'entre axe de convoyeur est : $L = 20m$.
 De tableau (II.4) on déduit : $C_q = 3.2m$.

Température [C°]	+ 20°	+ 10°	0°	- 10°	- 20°	- 30°
Coefficient C_t	1	1.01	1.04	1.10	1.16	1.27

Table II.5 – Coefficient de résistance passive en fonction de la température de fonctionnement

On considère que le convoyeur travaille à la température moyenne 20°C :
 D'après le tableau (II.5), le Coefficient de résistance passive, il est donné en fonction de la température de fonctionnement $C_t = 1$.

Coefficient de frottement des produits et des parties tournantes						
Convoyeur à bande horizontal	Vitesse m/s					
	1	2	3	4	5	6
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne standard	0.0160	0.0165	0.0170	0.0180	0.0200	0.0220
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne élevé dans des conditions d'exploitation difficiles.	De 0.023 à 0.027					

Table II.6 – Coefficient de frottement des produits et des parties tournantes.

D'après le tableau (II.6), compte tenu de la vitesse $v = 3m/s$ et le fait que le produit transporté présente un frottement interne standard donc : $f = 0.017$.

Le tableau (II.7) indique les poids approximatifs des pièces tournantes d'une station supérieure montée sur traverse et d'une station inférieure à

Largeur de bande la en mm	Diamètre des rouleaux [mm]									
	89		108		133		159		194	
	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}	P_{PRS}	P_{PRI}
800	10.4	7.8	16.0	11.4						
1000	11.7	9.1	17.8	13.3	23.5	17.5				
1200			20.3	15.7	26.7	20.7				
1400					29.2	23.2				
1600					31.8	25.8				
1800							47.7	38.8	70.5	55.5

Table II.7 – Poids des pièces tournantes supérieures et inférieures

rouleaux [1]. On obtient le poids des pièces tournantes supérieures q_{RO} et inférieures q_{RU} par la formule suivante :

$$q_{RO} = \frac{P_{PRS}}{a_0} \quad (\text{II.5})$$

- P_{PRS} : Poids des pièces tournantes supérieures ;

$$q_{RU} = \frac{P_{PRI}}{a_u} \quad (\text{II.6})$$

- P_{PRI} : Poids des pièces tournantes inférieures ;

On a le diamètre des rouleaux est 130 mm et une bande de 1600 mm de largeur, donc :

Poids des pièces tournantes supérieures : $P_{PRS} = 31.8$.

Donc :

$$q_{RO} = \frac{31.8}{1.2}$$

Le poids des pièces tournantes des stations supérieures est : $q_{RO} = 26.5Kg/m$.

Le Poids des pièces tournantes inférieures : $P_{PRI} = 25.8$.

Donc :

$$q_{RU} = \frac{25.8}{3}$$

Le poids des pièces tournantes des stations inférieures est : $q_{RU} = 8.6Kg/m$.

La quantité de produit par mètre linéaire est donné par la formule suivante :

$$q_G = \frac{I_v}{v} \quad (\text{II.7})$$

$$q_G = \frac{2000}{3.6 \times 3} = 185.18kg/m$$

L'effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur sera :

$$F_a = [20 \times 3.2 \times 0.017 \times 1 \times (20.74 + 185.18 + 26.5)] \times 9.81$$

$$F_a = 2480.68N$$

Efforts tangentiel pour déplacer une section du brin inferieur :

$$F_r = [L \times C_q \times f \times C_t \times (q_b + q_{RU})] \times g$$

$$F_r = [20 \times 3.2 \times 0.017 \times 1 \times (20.74 + 8.6)] \times 9.81$$

$$F_r = 313.15N$$

l'effort tangentiel total est :

$$F_u = 2480.68 + 313.15 = 2793.83N$$

II.6 Définition des tensions :

Etant donné un convoyeur à bande motorisé, les tensions au niveau de la bande doivent être prises en considération et il est nécessaire de les vérifier figure (II.10) [1].

T_1 : C'est la tension sur le brin supérieur de la bande due à l'entraînement de cette dernière par le tambour de commande .

T_2 : C'est la tension sur le brin inférieur elle est uniforme sur la surface de la bande en contact avec le tambour de commande comme l'illustre la figure (II.10) :

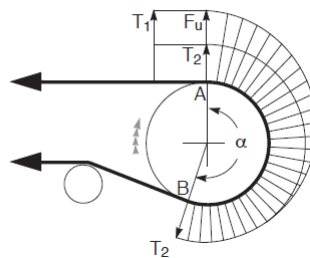


Figure II.10 – Tensions exercées sur la bande au niveau du tambour de commande

II.6.1 Calcul des tensions sur les brins de la bande :

L'effort tangentiel total F_u sur la circonférence du tambour correspond à la différence entre les tensions : T_1 (coté entrée) et T_2 (coté sortie) [1].

$$F_u = T_1 - T_2 \quad (II.8)$$

En se déplaçant du point A au point B sur la figure (II.10), la tension de la bande passe exponentiellement d'une valeur T_1 à une valeur T_2 .

La relation entre T_1 et T_2 peut être exprimée de la manière suivante :

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f_a}$$

- f_a : Coefficient de frottement entre la bande et le tambour en fonction de l'arc d'enroulement ;
- e : Base logarithmique naturelle qui est égale à 2.718 ;
- Le signe (=) définit l'état limite d'adhérence de la bande ;

Si le rapport $\frac{T_1}{T_2} > e^{f_a}$, la bande va glisser sur le tambour d'entraînement et le mouvement ne peut pas être transmis.

A partir de la formule ci-dessus on peut obtenir :

$$T_1 = F_u + T_2 \quad (\text{II.9})$$

et :

$$T_2 = F_u \times \frac{1}{e^{f_a} - 1} = F_u \times C_w \quad (\text{II.10})$$

Avec :

- C_w : C'est le coefficient d'enroulement de la bande sur le tambour d'entraînement ;

La valeur de C_w en fonction de l'angle d'enroulement est égal à 200° est : $C_w = 0.75$ (Annexe B).

Donc :

$$T_2 = 2793 \times 0.75 = 2095.37N$$

Et :

$$T_1 = 2793.83 + 2095.37 = 4889.20N$$

II.6.2 Calcul des tensions de la bande en endroits critiques du convoyeur :

A partir des valeurs T_1 et T_2 , on peut analyser les tensions de la bande en d'autres endroits critiques du convoyeur.

Il s'agit de T_3 et de T_0 , comme la montre la figure (II.11).

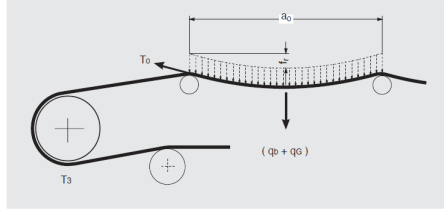


Figure II.11 – Disposition des tensions T_0 et T_3

Calcul de T_3 :

La tension T_3 qui est engendrée au niveau de la partie détendue de la bande sur le tambour de pied, est obtenue en faisant la somme algébrique des tensions T_2 et de l'effort tangentiel F_r pour un tronçon de retour de la bande. On obtient donc la tension T_3 par la formule suivante :

$$T_3 = F_r + T_2 \quad (\text{II.11})$$

- T_3 : Tension relative à la sortie du tambour de renvoi ;

$$T_3 = 313.15 + 2095.37 = 2408.52N$$

Calcul de T_0 :

En plus d'assurer l'adhérence de la bande sur le tambour d'entraînement de manière à transmettre le mouvement, la tension nécessaire minimale T_3 doit également garantir que l'incurvation de la bande ne dépasse pas 2% de l'intervalle entre deux stations-supports.

De plus, les tensions doivent éviter les échappées de produit, ainsi qu'une résistance passive excessive engendrée par la dynamique du produit lorsque la bande passe sur les stations-supports, Fig (II.11).

On obtient la tension minimale T_0 nécessaire pour maintenir une incurvation de 2% à l'aide de la formule suivante :

$$T_0 = 6.25 \times (q_b + q_G) \times a_0 \times g \quad (\text{II.12})$$

- T_0 : Tension minimale en pied de convoyeur, dans la zone de chargement du produit ;

$$T_0 = 6.25 \times (20.74 + 185.18) \times 1.2 \times 9.81$$

$$T_0 = 15150.56N$$

Si on souhaite que l'incurvation ait une valeur inférieure à 2% on peut remplacer le coefficient 6.25 par les valeurs suivantes :

- Pour une incurvation de 1.5% = 8.4
- Pour une incurvation de 1.0% = 12.5

II.7 Les tambours

Selon leur emplacement sur le convoyeur, les tambours doivent résister aux forces exercées à la fois par la tension de la bande et par le produit transporté. Pour obtenir un maximum d'efficacité, tant pour le remplacement d'un tambour que pour une nouvelle installation, les données suivantes qui permettent de déterminer les dimensions et les caractéristiques de construction sont indispensables pour le choix d'un tambour.

Les principales données nécessaires à la conception d'un tambour sont les suivantes [1] :

- Largeur de la bande ;
- Diamètre du tambour en fonction du type et des caractéristiques de la bande ;
- Mode de fixation de l'axe au tambour (bague de verrouillage, clavette, soudage) ;
- Emplacement du tambour (de commande, de renvoi, de contrainte) ;
- Arc d'enroulement de la bande sur le tambour α ;
- Tensions de la bande T_1 , T_2 ou T_3 ;
- Distance entre les supports et les flasques du tambour a_g ;

II.7.1 Calcul des Diamètres des tambours :

Le dimensionnement du diamètre d'un tambour de tête dépend étroitement des caractéristiques du type de la bande utilisée.

Le tableau (II.8) indique les diamètres minimaux recommandés par rapport au type de la bande utilisée, pour éviter son endommagement : séparation des nappes ou déchirure de l'armature [1].

On a une bande 1600 mm de largeur, dont la charge de rupture est 500 N/mm^2 , donc :

Le diamètre du tambour moteur correspondant sera de : 500 mm.

Le diamètre du tambour de renvoie correspondant sera de : 400 mm.

Le diamètre du tambour de contrainte correspondant sera de : 315 mm.

II.7.2 La masse des tambours :

Les tambours sont conçus à base de l'acier XC38 doux utilisé dans la fabrication des arbres de transmission de puissance dont sa masse volumique est : $\rho_m = 7700 Kg/m^3$ [3].

Diamètres minimaux recommandés pour les tambours						
Charge de rupture de la bande N/mm	Bande à armature textile			Bande à armature métallique		
	tambour commande en mm	tambour renvoi en mm	tambour inflexion en mm	tambour commande en mm	tambour renvoi en mm	tambour inflexion en mm
200	200	160	125			
250	250	200	160			
315	315	250	200			
400	400	315	250			
500	500	400	315			
630	630	500	400			
800	800	630	500	630	500	315
1000	1000	800	630	630	500	315

Table II.8 – Diamètres minimaux recommandés pour les tambours

La masse d'un tambour est donnée par la formule suivante : $m_t = \rho \times V_t$. V_t est le volume du tambour claculé comme suit :

$$V_t = \frac{\pi}{4} \times (D_{1t}^2 - D_{2t}^2) \times L_{ta} \quad (\text{II.13})$$

- D_{1t} :Diamètre extérieur du tambour (m) ;
- D_{2t} :Diamètre intérieur du tambour (m) ;
- L_{ta} : Longueur de tambour (m) ;

Masse du tambour de commande :

On a : $D_{2m} = D_{1m} - 2 \times e_m$

- e_m : l'épaisseur du tambour qui est égal à 0.006 m ;

$$D_{2m} = 0.500 - 2 \times 0.006 = 0.488m$$

Donc :

$$V_m = \frac{\pi}{4} \times (0.500^2 - 0.488^2) \times 1.8 = 0.01676m^3$$

Ayant le volume du tambour et la masse volumique de l'acier XC38, on peut déterminer la masse du tambour :

$$m_m = 7700 \times 0.01676 = 129.052kg$$

La masse du tambour de renvoi :

On a : $D_{2r} = D_{1r} - 2 \times e_r$

- e_r : l'épaisseur du tambour de renvoi qui égale à 0.006 m ;

$$D_{2r} = 0.400 - 2 \times 0.006 = 0.388m$$

Donc :

$$V_r = \frac{\pi}{4} \times (0.400^2 - 0.388^2) \times 1.8 = 0.0133m^3$$

La masse du tambour de renvoi : $m_r = 7700 \times 0.0133 = 102.882kg$

La masse du tambour de contrainte :

On a : $D_{2c} = D_{1c} - 2 \times e_c$

- e_c : l'épaisseur du tambour de contrainte qui est égal à 0.008 m ;

$$D_{2c} = 0.315 - 2 \times 0.008 = 0.299mm$$

Donc :

$$V_c = \frac{\pi}{4} \times (0.315^2 - 0.299^2) \times 1.8 = 0.0138m^3$$

La masse du tambour de contrainte est : $m_c = 7700 \times 0.0138 = 106.26kg$

II.8 Calcul de la puissance :

On calcule la puissance du convoyeur par la formule [1] suivante :

$$P = \frac{c \times f \times L}{367} \times (3.6 \times G_m \times v + I_v) \quad (II.14)$$

- C : coefficient de frottement des bandes, rouleaux ;
- f : coefficient de frottement des tambours, fixé à 0.030 ;
- G_m : le poids de la bande et des parties tournantes des tambours moteur et de renvoi ;

$$G_m = m_m + m_r + q_b = 129.052 + 102.882 + 20.74$$

$$G_m = 252.674kg$$

Le tableau (II.9) indique la valeur de C qui égale à 3.2.

Donc :

entre axe [m]	10	16	20	25	32	40	50
Coefficient C	4.1	3.6	3.2	2.9	2.6	2.4	2.2

Table II.9 – Coefficient de frottement des bandes, rouleaux en fonction de l'entre axe.

$$P = \frac{3.2 \times 0.03 \times 20}{367} \times (3.6 \times 252.674 \times 3 + 2000)$$

$$P = 24.74kW$$

Ce calcul de puissance ne comprend pas les puissances supplémentaires absorbées par certains éléments de convoyeur, d'où on multiplie par un coefficient de 1.25 [1].

la puissance globale du convoyeur est : $Pg = P \times 1.25$

$$Pg = 24.74 \times 1.25 = 30.925kW$$

On prend une valeur normalisé qui est $Pg = 37 kW$

II.9 Dimensionnement des axes des tambours :

II.9.1 Calcul du diamètre de l'axe du tambour moteur :

Pour déterminer le diamètre de l'axe, il faut déterminer les valeurs suivantes :

- La résultante des tensions C_p ;
- Le moment fléchissant Mf ;
- Le moment de torsion Mt ;
- Le moment fléchissant idéal Mif
- Le module de résistance W ;

La charge qui s'exerce sur l'axe de tambour moteur :

$$q_m = (\text{Masse du tambour} + \text{masse du revêtement} + \text{masse des flasques}) \times g$$

- q_m : C'est la la force de poid du tambour moteur (N) ;

Masse du revêtement selon le constructeur, qui égale à 20 kg.

Masse des Flasques selon le constructeur qui égale à 10 kg.

$$q_m = (129.052 + 20 + 10) \times 9.81 = 1560.30N$$

Vitesse de rotation de l'axe du tambour moteur :

$$N_m = \frac{v \times 1000 \times 60}{D_{1m} \times \pi} \tag{II.15}$$

- N_m : Vitesse de rotation de l'axe du tambour moteur (tr/min) ;

$$N_m = \frac{3 \times 1000 \times 60}{500 \times \pi} = 114.65tr/mn$$

Calcul du moment fléchissant :

Le moment fléchissant de l'axe est le résultat de la somme des vecteurs des tensions T_1 et T_2 et du poids du tambour.

$$M_{fm} = \frac{C_{pm}}{2} \times a_g \quad (\text{II.16})$$

- a_g : Distance entre le roulement et le flasque du tambour ;

Déterminons la résultante C_{pm} des tensions et du poids du tambour moteur.

Pour des raisons de simplicité, On suppose que T et q_m sont perpendiculaires entre elles figure (II.12).

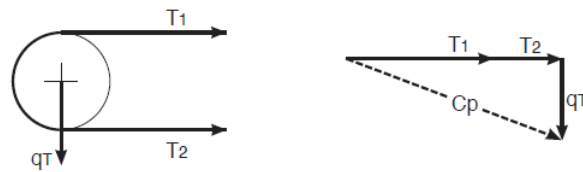


Figure II.12 – La résultante des tensions.

$$C_{pm} = \sqrt{((T_1 + T_2)^2 + q_m^2)} \quad (\text{II.17})$$

$$C_{pm} = \sqrt{((2095.37 + 4889.20)^2 + (1560.30)^2)} = 7156.72N$$

Déterminons la distance entre le roulement et le flasque du tambour figure (II.13) :

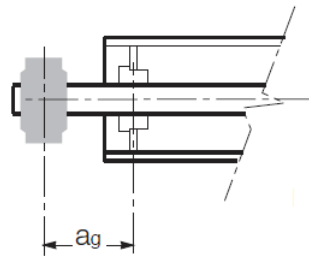


Figure II.13 – Distance entre le roulement et le flasque du tambour(a_g)

$$a_g = 0.18m$$

Donc :

$$M_{fm} = \frac{7156.72}{2} \times 0.18 = 644.10N.m$$

Calcul du moment de torsion :

$$M_{tm} = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{N_m} \times 9.549 \quad (\text{II.18})$$

$$M_{tm} = \frac{37000}{114.65} \times 9.549 = 3081.66 N.m$$

Calcul du moment fléchissant idéal M_{ifm} :

L'axe du tambour est sollicité par deux composantes à savoir : le moment de flexion et le moment de torsion, ce qui nous ramène à calculer son moment fléchissant idéal M_{if} de la manière suivante :

$$M_{ifm} = \sqrt{M_{fm}^2 + (0.75 \times M_{tm}^2)} \quad (\text{II.19})$$

$$M_{ifm} = \sqrt{644.10^2 + (0.75 \times 3081.66^2)} = 2745.42 N.m$$

Calcul module de résistance W :

$$W_m = \frac{M_{ifm} \times 1000}{\sigma_{am}} \quad (\text{II.20})$$

σ_{am} : C'est la contrainte admissible de l'acier XC38 égale à $335 N/mm^2$ [3]. En prenant un coefficient de sécurité ($S=3$), σ_{am} devient :

$$\sigma_{am} = \frac{335}{3} = 111.66 N/mm^2$$

Donc :

$$W_m = \frac{2745.42 \times 1000}{111.66} = 24587.31 mm^3$$

Le diamètre de l'axe de tambour commande est :

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{W_m \times 32}{\pi}} \quad (\text{II.21})$$

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{24587.31 \times 32}{\pi}} = 63.04 mm$$

On prendra un diamètre normalisé qui est égale à : 65 mm.

II.9.2 Calcul du diamètre de l'axe du tambour de renvoi :

Vitesse de rotation de l'axe du tambour renvoi :

D'après la formule II.15 on a :

$$N_r = \frac{3 \times 1000 \times 60}{400 \times \pi} = 143.31 \text{tr}/mn$$

La charge qui s'exerce sur l'axe de tambour de renvoi :

La masse des flasques selon le constructeur est égale à 10 [kg]

$$q_r = (102.882 + 10) \times 9.81 = 1107.37N$$

Calcul du moment fléchissant :

Le moment fléchissant de l'axe est le résultat de la somme des vecteurs des tensions T_0 et T_3 et du poids du tambour de renvoi.

$$M_{fr} = \frac{C_{pr}}{2} \times a_g$$

Déterminons la résultante C_{pr} des tensions et du poids du tambour.

$$C_{pr} = \sqrt{(T_0 + T_3)^2 + q_r^2}$$

$$C_{pr} = \sqrt{(15150.56 + 2408.52)^2 + 1107.37^2} = 17593.96N$$

Donc :

$$M_{fr} = \frac{17593.96}{2} \times 0.18 = 1583.45N$$

Calcul module de résistance W :

$$W_r = \frac{M_{fr} \times 1000}{\sigma_{am}}$$

$$W_r = \frac{1583.45 \times 1000}{111.66} = 14181.05 \text{mm}^3$$

Le diamètre de l'axe de tambour de renvoi est :

$$D_r = \sqrt[3]{\frac{W_r \times 32}{\pi}}$$

$$D_r = \sqrt[3]{\frac{14181.05 \times 32}{\pi}} = 52.47 \text{mm}$$

On adopte un diamètre normalisé égal à 55 mm.

II.9.3 Calcul du diamètre de l'axe du tambour de contrainte :

Vitesse de rotation de l'axe du tambour de contrainte :

D'après la formule II.15 on a :

$$N_r = \frac{3 \times 1000 \times 60}{315 \times \pi} = 181.98 \text{tr}/mn$$

La charge qui s'exerce sur l'axe de tambour de contrainte :

$q_c = (\text{Masse du tambour de contrainte} + \text{masse des flasques} + \text{la masse de la bande}) \times g$.

La masse des flasques selon le constructeur qui égale à 10 [kg]

La masse de la bande = $q_b \times L_t = 20.74 \times 2.4 = 49.74 \text{kg}$ La force qui s'exerce sur le tambour de contrainte sera égale :

$$q_c = (106.26 + 10 + 49.74) \times 9.81 = 1628.46 \text{N}$$

Donc :

$$M_{fc} = \frac{1628.46}{2} \times 0.18 = 146.56 \text{N.m}$$

Calcul du module de résistance W_r et du diamètre D_c :

$$W_c = \frac{M_{fc} \times 1000}{\sigma_{am}}$$
$$W_c = \frac{146.56 \times 1000}{111.66} = 1312.56 \text{mm}^3$$

Le diamètre de l'axe de tambour de contrainte est :

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{W_c \times 32}{\pi}}$$
$$D_c = \sqrt[3]{\frac{1312.56 \times 32}{\pi}} = 23.73 \text{mm}$$

On adopte un diamètre normalisé égal à 25 mm.

II.10 Les Roulements

Ce sont les éléments qui assurent la rotation du tube par rapport à l'axe fixe, pratiquement sans frottement.

II.10.1 Choix de roulement

Le choix du type de roulements à utiliser dépend des exigences techniques propres à chaque cas [4] :

- Durée de vie exigée.
- Nature des charges : axiale, radiale ou combinée.
- Place disponible.
- Vitesse de rotation.
- Température de fonctionnement.
- Importance des charges (intensité).
- Des déformations possibles de l'arbre par flexion ou du mauvais alignement des paliers.

On utilise des roulements à rouleaux cylindriques, car Ils supportent des charges radiales importantes.

II.10.2 Capacité de charge dynamique c :

La charge dynamique de base c d'une série de roulements identiques, est la charge radiale (axiale pour une butée), constante en intensité et en direction, que peut endurer 90% des roulements du groupe, pendant 1 million de tours, avant qu'apparaissent les premiers signes de fatigue [5].

II.10.3 Charge équivalente p :

La charge équivalente p est une charge radiale pure, donnant exactement la même durée de vie que la combinaison charge axiale A plus charge radiale R réellement exercée sur le roulement [5].

La charge équivalente exercée sur le roulement est donnée par la formule :

$$p = x \times R + y \times A$$

- p : Charge équivalente ;
- R : Charge radiale ;
- A : Charge axiale ;
- x et y : coefficients respectifs des charges radiales et axiales ;

II.10.4 Calcul des roulements pour l'axe du tambour moteur

Choix du roulement

On a :

La vitesse de rotation est : $N_m = 114.65 \text{tr}/\text{mn}$.

Diamètre de l'axe de tambour moteur : $D_m = 65 \text{mm}$.

La charge radiale exercée sur le roulement de tambour moteur est : $R = C_{pm} = 7156.72 \text{N}$

Etant donné une charge axiale nulle, donc :

$$p = R \quad (\text{II.22})$$

$$p = R = 7156.72 \text{N}$$

On peut choisir un roulement pour l'axe du tambour moteur dans les dimensions sont (voir Annexe H) :

Diamètre intérieur : $d = 65 \text{ mm}$

Diamètre extérieur : $D = 100 \text{ mm}$

Largeur : $B = 18 \text{ mm}$

Capacité de charge statique : $c_0 = 46500 \text{ N}$

Capacité de charge dynamique : $c = 38000 \text{ N}$

La durée de vie du roulement

La durée de vie en millions de tours de fonctionnement L_{10} est [6] :

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^K \quad (\text{II.23})$$

- L_{10} : La durée de vie en millions de tours ;

- K : coefficient ;

Le roulement utiliser est un roulement à rouleaux cylindriques, donc : $K = \frac{10}{3}$

$$L_{10} = \left(\frac{38000}{7156.72}\right)^{\frac{10}{3}} = 247.01 \text{millionstours}$$

La durée de vie en heures de fonctionnement est de :

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times N_m} \quad (\text{II.24})$$

- L_{10h} : La durée de vie en heures de fonctionnement ;

$$L_{10h} = \frac{247.01 \times 10^1}{60 \times 114.65} = 35909.07 \text{heurs}$$

Dans notre cas, le convoyeur travaille 16 heures / jour donc la durée de vie du roulement choisi sera au minimum de :

$$\frac{35909.07}{16} = 2244.31 \text{ jours}$$

Soit

$$\frac{2244.31}{30} = 74.81 \text{ mois}$$

II.10.5 Calcul des roulements pour l'axe du tambour de renvoi

Choix du roulement

On a :

La vitesse de rotation est : $N_r = 143.31 \text{ tr/mn}$.

Diamètre de l'axe du tambour de renvoi : $D_r = 55 \text{ mm}$.

La charge radiale exercée sur le roulement est : $R = C_{pr} = 17593.96 \text{ N}$

Etant donné une charge axiale nulle, donc :

$$p = R = 17593.96 \text{ N}$$

On peut choisir un roulement pour l'axe du tambour de renvoi dans les dimensions sont (voir Annexe H) :

Diamètre intérieur : $d = 55 \text{ mm}$

Diamètre extérieur : $D = 100 \text{ mm}$

Largeur : $B = 25 \text{ mm}$

Capacité de charge statique : $c_0 = 87000 \text{ N}$

Capacité de charge dynamique : $c = 75000 \text{ N}$

La durée de vie du roulement

D'après la formule II.23, la durée de vie en millions de tours de fonctionnement L_{10} est :

$$L_{10} = \left(\frac{75000}{17593.96} \right)^{\frac{10}{3}} = 119.64 \text{ million de tours}$$

D'après la formule II.24, la durée de vie en heures de fonctionnement est :

$$L_{10h} = \frac{119.64 \times 10^6}{60 \times 143.31} = 13917.92 \text{ heures}$$

Dans notre cas, le convoyeur travaille 16 heures / jour donc la durée de vie du roulement choisi sera au minimum de :

$$\frac{13917.92}{16} = 869.87 \text{ jours}$$

Soit :

$$\frac{869.87}{30} = 28.99 \text{ mois}$$

II.10.6 Calcul des roulements pour l'axe du tambour de contrainte**Choix du roulement**

La vitesse de rotation est : $N_c = 181.98tr/mn.$
Diamètre de tambour de contrainte : $D_c = 17mm.$
La charge radiale sur les roulements est :

$$R = q_c = 1628.46N$$

Etant donné une charge axiale nulle, donc :

$$p = R = 1628.46N$$

On peut choisir un roulement pour l'axe du tambour de contrainte dans les dimensions sont (voir Annexe I) :

Diamètre intérieur : $d = 25$ mm.

Diamètre extérieur : $D = 47$ mm.

Largeur : $B = 12$ mm.

Capacité de charge statique : $c_0 = 13100N.$

Capacité de charge dynamique : $c = 14300$ N.

La durée de vie du roulement

D'après la formule II.23, la durée de vie en millions de tours de fonctionnement L_{10} est :

$$L_{10} = \left(\frac{14300}{1628.46} \right)^{\frac{10}{3}} = 1299.40 \text{milliontours}$$

D'après la formule II.24, la durée de vie en heures de fonctionnement est de :

$$L_{10h} = \frac{1299.40 \times 10^6}{60 \times 181.98} = 119006.20 \text{heurs}$$

Dans notre cas, le convoyeur conçu travaille 16 heures / jour donc la durée de vie du roulement choisi sera au minimum de :

$$\frac{119006.20}{16} = 7437.88 \text{jours}$$

Soit :

$$\frac{7437.88}{30} = 247.92 \text{mois}$$

Relation entre durée de vie L_{10} et charge dynamique c [5] :

II.11. CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR EXISTANT :

mode d'emploi	exemples d'emploi	durée de vie L_{10h}
usages intermittents	électroménager, outillages électroportatifs, automobiles, appareils de manutention et de levage	1 000 à 15 000
Efonctionnant 8 heures par jour	véhicules industriels, machines-outils, machines agricoles, machines de	15 000 à 35 000
service en continu 24 heures 24	convoyeurs, compresseurs, laminoirs, certaines machines moteurs stationnaires	35 000 à 60 000
machines dont la fiabilité est très importante	machines à papier, machines textiles, navires, services des eaux, barrages, fours rotatifs,	60 000 à 100 000

Table II.10 – Durées de vie indicatives de quelques paliers à roulements

II.11 Caractéristiques du moteur existant :

Le moteur existant est un moteur électrique du type Leroysoner qui a les caractéristiques suivantes :

- Type de moteur LS 200 L.
- Tension nominale : 230/400 v - 50 Hz.
- Vitesse de rotation nominale : $N = 2950$ tr/min
- Puissance nominale : $P_n = 37$ kW.
- $\cos(\varphi) = 0.87$.
- Rendement : 0.921.

Conclusion

Après l'étude qu'on a faite on a déterminé les dimensions théoriques du convoyeur qui sont compatibles avec les dimensions pratiques.

Chapitre III

Etude pour un débit de 3000 t/h

Introduction

Dans ce chapitre on va étudier le convoyeur pour un débit de 3000 t/h et on va déterminer les nouvelles dimensions.

Le cahier de charge exige d'augmenter le débit du convoyeur de 2000 t/h à 3000 t/h sans modifier la bande, pour cela on propose d'augmenter la vitesse de la bande de 3 m/s à 4 m/s.

III.1 Calcul de la largeur de la bande :

Pour cela on calcule la quantité du produit transporté en m^3/h pour une vitesse de 1 m/s, d'après la formule (II.1) on a :

$$I_{vt} = \frac{I_v}{v \times K \times K_1 \times \rho}$$

soit :

$$I_{vt} = \frac{3000}{4 \times 1 \times 0.90 \times 0.88} = 946.96 m^3/h$$

D'après le tableau (IV.1), la valeur la plus proche de 946.96 en fonction de l'angle d'inclinaison $\lambda = 30^\circ$ et d'angle de talutage $\alpha = 10^\circ$ est 934.5, ce qui donne une largeur de la bande 1600 mm.

III.2 Les stations support et longueur de transition :

III.2.1 Ecartement des stations supports :

D'après le tableau (II.2) pour une largeur de la bande de 1600 mm l'écartement maximal préconisé entre les stations est comme suit :

- écartement des stations supports supérieures : $a_0 = 1.2$ m ;

- écartement des stations supports inférieures : $a_u = 3 \text{ m}$;

III.2.2 Longueur de transition :

D'après le graphique (II.8) pour une largeur de la bande de 1600 mm et un angle d'inclinaison $\lambda = 30^\circ$, on prend une longueur de transition $L_t = 2.4m$.

III.3 Les rouleaux :

III.3.1 Choix des diamètres des rouleaux :

Le choix des diamètres des rouleaux se fait en fonction de la largeur de la bande. D'après le tableau (II.4), pour une vitesse de la bande de 4 m/s, le diamètre recommandé pour les rouleaux est : 133 mm.

III.4 Les tambours :

III.4.1 Diamètre des tambours :

Le dimensionnement des diamètres des tambours dépend étroitement des caractéristiques du type de bande utilisée. Le tableau (II.12) indique les diamètres minimaux recommandés par rapport à la charge de rupture de bande utilisée (500 N/mm), tel que :

- Le diamètre du tambour moteur est : $D_m = 500mm$;
- Le diamètre du tambour de renvoi est : $D_R = 400mm$;
- Le diamètre du tambour de contrainte est : $D_c = 315mm$;

III.4.2 Masse des tambours

On garde les mêmes tambours, alors la masse des tambours est comme suit :

masse du tambour de commande est : 129.052kg ;

masse du tambour de renvoi est : 102.882Kg ;

masse du tambour de contrainte est : 106.26kg ;

III.4.3 Calcul du moment d'inertie de tambour moteur :

La charge est le tambour moteur qui est sous forme d'un cylindre creux. Le moment d'inertie se calcule comme suit :

$$J_{ch} = m \times \frac{D_{1m} - D_{2m}}{4} \quad (\text{III.1})$$

$$J_{ch} = 129.052 \times \frac{0.5 - 0.488}{4} = 0.38kg.m^2$$

III.5 Calcul de la puissance du convoyeur :

Afin de déterminer la puissance consommée par le convoyeur pour un débit de 3000 t/h, et une vitesse de 4 m/s, on utilise la fomule (II.14) :

$$P = \frac{c \times f \times L}{367} \times (3.6 \times G_m \times v + q_t)$$

soit :

$$P = \frac{3.2 \times 0.03 \times 20}{367} \times (3.6 \times 252.674 \times 4 + 3000) = 34.74kW$$

Ce calcul de puissance ne comprend pas les puissances supplémentaires absorbées par certains éléments de convoyeur, d'où on multiplie par un coefficient de 1.25, ce qui donne la puissance globale consommée par le convoyeur est :

$$P_{cg} = P \times 1.25 = 43.425kW$$

III.5.1 La puissance ramenée à l'arbre moteur :

On ramène la puissance du tambour moteur à l'arbre du moteur par un réducteur de vitesse dont son rendement égale à 98% [7].

$$P_g = \frac{P_{cg}}{0.98} = 44.31kN$$

On prend une valeur nomalisée de 45 kW.

III.6 Effort tangentiel :

L'effort tangentiel définit les efforts auxquels est soumis un convoyeur en marche, varient sur sa longueur, il est la somme des efforts suivant :

- effort nécessaire pour déplacer la bande chargée : doit surmonter les forces de frottement engendrées par les stations supports supérieures et inférieures, les tambours de renvoi et de contrainte, etc. ;
- effort nécessaire pour vaincre la résistance au déplacement horizontal du produit ;
- effort nécessaire pour élever le produit à la hauteur requise ;

- effort nécessaire pour vaincre les résistances secondaires, lorsqu'il y a des accessoires ;

L'effort tangentiel est donné par la formule suivante :

$$F_u = F_a + F_r$$

ou :

- F_a : effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur ;
- F_r : effort tangentiel pour déplacer une section du brin inférieur ;

On calcule les efforts F_a et F_r par les formules suivantes :

$$F_a = [L \times C_q \times f \times C_t \times (q_b + q_G + q_{RO})] \times g.$$

$$F_r = [L \times C_q \times f \times C_t \times (q_b + q_{RU})] \times g.$$

soit :

$$q_G = \frac{I_v}{3.6 \times v}$$

$$q_G = \frac{3000}{3.6 \times 4} = 208.33 \text{ kg/m.}$$

De tableau (II.5) on a : $f = 0.0180$.

soit :

$$F_a = [20 \times 3.2 \times 1 \times 0.0180 \times (20.74 + 208.33 + 26.5)] \times 9.81 = 2888.22 \text{ N}$$

Et :

$$F_r = [20 \times 1 \times 0.0180 \times 3.2 \times (20.74 + 8.6)] \times 9.81 = 331.57 \text{ N.}$$

L'effort tangentiel total pour une charge de 3000 t/h est de :

$$F_u = F_r + F_a$$

$$F_u = 2888.22 + 331.57 = 3219.79 \text{ N}$$

III.7 Calcul des tensions sur les brins de la bande pour 3000 t/h :

III.7.1 Tensions T_1 et T_2 :

Pour calculer les tensions auxquelles la bande est soumise au niveau du tambour moteur, on utilise les formules suivantes :

$$T_2 = F_u \times C_w$$

$$T_2 = 3219.79 \times 0.75 = 2414.84 \text{ N}$$

$$T_1 = F_u + T_2$$

$$T_1 = 3219.79 + 2414.84 = 5634.68 \text{ N}$$

III.7.2 Tension T_3 :

On obtient La tension T_3 qui est engendrée au niveau de la partie détendue de la bande sur le tambour de pied par la formule suivante :

$$T_3 = F_r + T_2$$

$$T_3 = 331.57 + 2414.84 = 2746.41N$$

III.7.3 Tension T_0 :

On obtient la tension minimale T_0 nécessaire pour maintenir une incurvation de 2% en utilisant la formule (II.12), on a :

$$T_0 = 6.25 \times (q_b + q_g) \times a_0 \times g$$

$$T_0 = 6.25 \times (20.74 + 208.33) \times 1.2 \times 9.81 = 16853.82N$$

III.8 Calcul des axes des tambours pour 3000 t/h :

III.8.1 Calcul des vitesses de rotation des tambours :

La vitesse des tambours est donnée par la formule (II.15) :

$$Nm = \frac{v \times 1000 \times 60}{D_1 \times \pi}$$

Vitesse de rotation du Tambour moteur :

$$Nm = \frac{4 \times 1000 \times 60}{500 \times \pi} = 152.86tr/min$$

Vitesse de rotation du Tambour de renvoi :

$$Nr = \frac{4 \times 1000 \times 60}{400 \times \pi} = 191.08tr/min$$

Vitesse de rotation du Tambour de contrainte :

$$Nc = \frac{4 \times 1000 \times 60}{315 \times \pi} = 242.64tr/min$$

III.8.2 Calcul du moment fléchissant des tambours :

Calcul du moment fléchissant du Tambour moteur :

D'après la formule (II.16) on a :

$$M_{fm} = \frac{C_{pm}}{2} \times a_g$$

Pour calculer le moment fléchissant il faut calculer C_p , d'après la formule (II.17) on a :

$$C_{pm} = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + q_m^2}$$

$$C_{pm} = \sqrt{(5634.63 + 2414.84)^2 + 1560.30^2} = 8199.3N$$

d'ou :

$$M_{fm} = \frac{8199.3}{2} \times 0.18 = 737.93N.m$$

Calcul du moment fléchissant du Tambour de renvoi :

$$M_{fr} = \frac{C_{pr}}{2} \times a_g$$

D'après la formule (II.17) on a :

$$C_{pr} = \sqrt{(T_0 + T_3)^2 + q_r^2}$$

$$C_{pr} = \sqrt{(16853.82 + 2746.41)^2 + 1107.37^2} = 19631.48N$$

Donc :

$$M_{fr} = \frac{19631.48}{2} \times 0.18 = 1766.83N.m$$

Calcul du moment fléchissant du Tambour de contrainte :

$$M_{fc} = \frac{q_c}{2} \times a_g$$

On a la charge que s'exerce sur le tambour de contrainte est de : $q_c = 1628.48 N$.

$$M_{fc} = \frac{1628.48}{2} \times 0.18 = 146.56N.m$$

III.8.3 Calcul du moment de torsion des tambours :

Calcul du moment de torsion du tambour moteur :

D'après la formule (II.18) on a :

$$M_{tm} = \frac{P}{\omega_m} = \frac{P}{N_m} \times 9.549$$

$$M_{tm} = \frac{45 \times 10^3}{152.86} \times 9.549 = 2811.10 N.m$$

III.8.4 Calcul du moment fléchissant idéal des tambours :

Calcul du moment fléchissant idéal du tambour moteur :

D'après la formule (II.19) on a :

$$M_{ifm} = \sqrt{M_{fm}^2 + (0.75 \times M_{tm}^2)}$$

$$M_{ifm} = \sqrt{737.93^2 + (0.75 \times 2811.10^2)} = 2543.86 N.m$$

III.8.5 Calcul du module de résistance W des tambours :

Calcul du module de résistance W du tambour moteur :

D'après la formule (II.20) on a :

$$W_m = \frac{M_{ifm} \times 10^3}{\sigma_{am}}$$

$$W_m = \frac{2543.86 \times 10^3}{111.66} = 22782. mm^3$$

Calcul du module de résistance W du tambour de renvoi :

$$W_r = \frac{M_{fr} \times 10^3}{\sigma_{am}}$$

$$W_r = \frac{1766.83 \times 10^3}{111.66} = 15823.3 mm^3$$

Calcul du module de résistance W du tambour de contrainte :

$$W_c = \frac{M_{fc} \times 10^3}{\sigma_{am}}$$

$$W_c = \frac{146.56 \times 10^3}{111.66} = 1312.55 \text{mm}^3$$

III.8.6 Calcul des diamètres des l'axe des tambours :

Le calcul des diamètre des tambours est donné par la formule (II.21) :

$$D = \sqrt[3]{\frac{W \times 32}{\pi}}$$

Calcul du diamètre de l'axe du tambour moteur :

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{58430.03 \times 32}{\pi}} = 61.45 \text{mm};$$

On adopte un diamètre normalisé $D_m = 65$ mm.

Calcul du diamètre de l'axe du tambour de renvoi :

$$D_r = \sqrt[3]{\frac{22782.86 \times 32}{\pi}} = 54.42 \text{mm};$$

On adopte un diamètre normalisé $D_r = 55$ mm.

Calcul du diamètre de l'axe du tambour de contrainte :

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{1312.55 \times 32}{\pi}} = 23.73 \text{mm};$$

On adopte un diamètre normalisé $D_c = 25$ mm.

III.8.7 Dimensionnement de la clavette pour l'axe du tambour moteur :

La puissance du moteur est transmise au tambour de moteur à l'aide d'une clavette parallèle, pour assurer une liaison complète, la longueur de la clavette doit dépasser le diamètre de l'axe, on définit ses dimensions de la manière suivante :

la clavette est soumise au cisaillement telle que :

$$\tau = \frac{F_t}{S_{cl}} \quad (\text{III.2})$$

- τ : contrainte admissible au cisaillement ;
- F_t : force tangentielle ;
- S_{cl} : la surface cisailée ;

$$S_{cl} = L_{cl} \times B \quad (III.3)$$

B et L_{cl} sont la largeur et la longueur de la clavette respectivement, ils sont normalisés selon le diamètre de l'axe [8].

On a :

$$M_{tm} = F_t \times \frac{D_m}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2 \times M_{tm}}{D_m}$$

D'où :

$$\tau = \frac{2 \times M_{tm}}{L_{cl} \times B \times D_m} \leq R_p \Rightarrow L_{cl} \geq \frac{2 \times M_{tm}}{B \times D_m \times R_p}$$

tel que :

$$B = 18 \text{ mm} ; [8]$$

La clavette est fabriquée à base de l'acier XC38, sa limite élastique est : $R_e = 335 \text{ N/mm}^2$ [3].

La contrainte admissible au cisaillement est :

$$\tau_e = 335/2 = 167.5 \text{ N/mm}^2.$$

On prend un coefficient de sécurité $s = 2.5$, ce qui donne la contrainte pratique admissible au cisaillement :

$$R_p = 165/2.5 = 67 \text{ N/mm}^2$$

D'où :

$$L_{cl} \geq \frac{2 \times 2811.10 \times 1000}{18 \times 65 \times 67} = 71.72 \text{ mm}$$

On prend une valeur de : 75 mm

La longueur calculée vérifie la condition $L_{cl} < 1.5D_m = 97.5 \text{ mm}$ [8]

III.9 Calcul des roulements :

III.9.1 Calcul du roulement de tambour moteur :

On a :

La vitesse de rotation du tambour en tours/minute : $N_m = 152.86$ tr/mn.

Diamètre de l'axe de tambour de moteur : $D_m = 65$ mm.

La charge radiale sur les roulements est : $R = C_{pm} = 8199.33$ N

Etant donné une charge axiale nulle, d'après la formule (II.22) on :

$$p = R = 8199.33 \text{ N}$$

On peut choisir un roulement pour l'axe du tambour moteur dans les dimensions sont (voir Annexe H) :

Diamètre intérieur : $d = 65$ mm

Diamètre extérieur : $D = 100$ mm

Largeur : $B = 18$ mm

Capacité de charge statique : $c_0 = 46500$ N

Capacité de charge dynamique : $c = 38000$ N

La durée de vie du roulement

D'après la formule (II.23) on a :

$$L_{10} = \left(\frac{38000}{8199.33} \right)^{\frac{10}{3}} = 157.69 \text{ millionstours}$$

D'après la formule (II.24) on a :

$$L_{10h} = \frac{157.69 \times 10^6}{60 \times 152.86} = 17193.29 \text{ heures}$$

Dans notre cas, le convoyeur travaille 16 heures / jour donc la durée de vie du roulement choisi sera au minimum de :

$$\frac{17193.29}{16} = 1074.58 \text{ jours}$$

Soit :

$$\frac{1074.58}{30} = 35.81 \text{ mois}$$

III.9.2 Calcul du roulement du tambour de renvoi :

On a :

La vitesse de rotation de tambour en tours/minute : $N_r = 191.08$ tr/mn.

Diamètre de l'axe de tambour de moteur : $D_r = 55$ mm.

La charge radiale sur les roulements est : $R = C_{pm} = 19631.48$ N

Etant donné une charge axiale nulle, d'après la formule (II.22) on a :

$$p = R = 19631.48N$$

On peut choisir un roulement pour l'axe du tambour de renvoi dans les dimensions sont (voir Annexe H) :

Diamètre intérieur : $d = 55$ mm

Diamètre extérieur : $D = 100$ mm

Largeur : $B = 18$ mm

Capacité de charge statique : $c_0 = 87000$ N

Capacité de charge dynamique : $c = 75000$ N

La durée de vie du roulement

D'après la formule (II.23) on a :

$$L_{10} = \left(\frac{75000}{19631.48} \right)^{\frac{10}{3}} = 83.35 \text{millionstours}$$

D'après la formule (II.24) on a :

$$L_{10h} = \frac{83.35 \times 10^6}{60 \times 191.08} = 7270.94 \text{heurs}$$

Dans notre cas, le convoyeur travaille 16 heures / jour donc la durée de vie du roulement choisi sera au minimum de :

$$\frac{7270.94}{16} = 454.43 \text{jours}$$

Soit :

$$\frac{454.43}{30} = 15.14 \text{mois}$$

III.9.3 Calcul du roulement du tambour de contrainte :

On a :

La vitesse de rotaion de tambour en tours/minute : $N_c = 242.64$ tr/mn.

Diamètre de l'axe de tambour de moteur : $D_c = 25$ mm.

La charge radiale sur les roulements est : $R = q_c = 1628.46$ N

Etant donné une charge axiale nulle, d'après la formule (II.22) on :

$$p = R = 1628.46N$$

On peut choisir un roulement pour l'axe du tambour de contrainte dans les dimensions sont (voir annexe I) :

Diamètre intérieur : $d = 25$ mm

Diamètre extérieur : $D = 47$ mm

Largeur : $B = 12$ mm

Capacité de charge statique : $c_0 = 13100$ N

Capacité de charge dynamique : $c = 14300$ N

La durée de vie du roulement

D'après la formule (II.23) on a :

$$L_{10} = \left(\frac{14300}{1628.46} \right)^{\frac{10}{3}} = 1299.40 \text{millionstours}$$

D'après la formule (II.24) on a :

$$L_{10h} = \frac{1299.40 \times 10^6}{60 \times 191.08} = 113338.64 \text{heurs}$$

Dans notre cas, le convoyeur travaille 16 heures / jour donc la durée de vie du roulement choisi sera au minimum de :

$$\frac{113338.64}{16} = 7083.66 \text{jours}$$

Soit :

$$\frac{7083.66}{30} = 236.12 \text{mois}$$

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons étudié les principaux constituants du transporteur à bande et on conclue que tous les éléments de ce dernier peuvent supporter la nouvelle charge, sauf le moto-réducteur qui doit être changé à une puissance de 45 kw et vitesse linéaire de la bande 4m/s.

Chapitre IV

Etude du moteur d'entraînement :

Introduction :

Le choix du moteur à installer est très important de point de vu de la puissance, la commande, la vitesse, la robustesse et la fiabilité. Pour cela on choisit un moteur électrique.

IV.1 Généralités sur les moteurs électriques :

Un moteur électrique est un appareil qui transforme l'énergie électrique sous forme de tension et de courant en énergie mécanique. On distingue deux types de moteurs électriques, des moteurs à courant continu et des moteurs à courant alternatif.

IV.2 Moteur à courant continu :

Dans l'organisation d'une machine à courant continu, on peut distinguer les principaux éléments suivants :

- les pôles inducteurs avec leurs enroulements ou leurs aimants, placés généralement sur le stator (partie fixe) ;
- l'induit, dont les différentes voies d'enroulements sont connectées au collecteur, l'ensemble étant généralement placé sur le rotor (partie tournante) ;
- les enroulements de compensation de la réaction magnétique d'induit ;
- les organes mécaniques permettant la rotation du rotor et le maintien des différents sousensembles ;

On peut réaliser l'excitation des moteurs à courant continu de plusieurs façons.

a) Excitation séparée : l'alimentation de l'enroulement inducteur est prise sur une source indépendante de la source principale.

b) Excitation shunt (ou dérivée) : l'enroulement d'excitation est connecté en parallèle sur l'alimentation de l'induit.

c) Excitation série : le circuit d'excitation est placé en série avec l'induit de la machine.

d) Excitation compound (ou composée) : c'est une combinaison des excitations shunt et série. On peut réaliser un compoundage additif (si les flux des deux enroulements s'additionnent) ou soustractif (dans le cas contraire).

IV.2.1 Caractéristique mécanique de chaque moteur :

Les caractéristiques de charge $C = f(\omega)$ sont comme le montre la figure (IV.1) [9] :

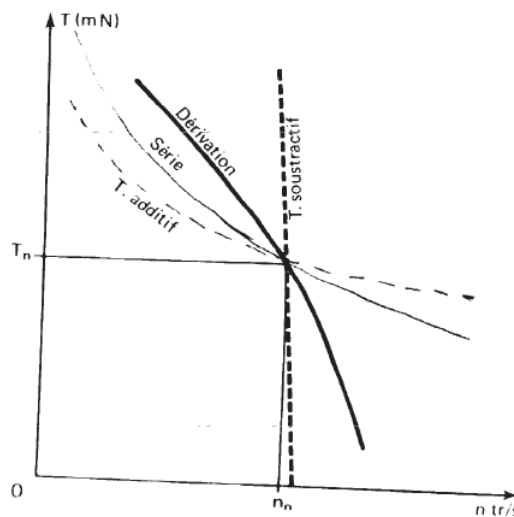


Figure IV.1 – Couple en fonction de la vitesse

IV.2.2 Domaine d'application :

IV.3 Moteurs à courant alternatif :

Il existe deux types de moteurs à courant alternatif triphasés, des moteurs synchrones et des moteurs asynchrones .

IV.3.1 Machine synchrone :

Le terme de machine synchrone regroupe toutes les machines dont la vitesse de rotation de l'arbre de sortie est égale à la vitesse de rotation du

Excitation	Particularités	Emplois
Dérivation	la vitesse est relativement constante quelque soit la charge.	entainement des machines-outils. remplacé par le moteur asynchrone triphasé.
Série	possède un très grand couple de démarrage mais risque d'emballement à vide. La vitesse décroît quand la charge augmente.	le moteur qui convient le mieux en traction électrique
composé Flux additif	ne s'emballe pas. couple de démarrage meilleur qu'en excitation dérivation.	appareils de levage et de manutention, utilisé aussi en excitation indépendante.
composé Flux soustractif	risque d'emballement du fait de l'annulation flux résultant des enroulements	pratiquement ce moteur n'est plus utilisé.

Table IV.1 – Domaines d'applications de chaque type de moteurs.

champ tournant. Pour obtenir un tel fonctionnement, le champ magnétique rotorique est généré soit par des aimants, soit par un circuit d'excitation. La position du champ magnétique rotorique est alors fixe par rapport au rotor, ce qui impose en fonctionnement normal une vitesse de rotation identique entre le rotor et le champ tournant statorique. Elle peut fonctionner en moteur, compensateur, ou généralement en génératrice (alternateur).

IV.3.2 Machine asynchrone :

Le moteur asynchrone est de beaucoup le moteur le plus utilisé dans l'ensemble des applications industrielles, du fait de sa facilité de mise en oeuvre, de son faible encombrement, de son bon rendement et de son excellente fiabilité. Son seul point noir est l'énergie réactive, toujours consommée pour magnétiser l'entrefer. Les machines triphasées, alimentées directement sur le réseau, représentent la grande majorité des applications industrielles.

IV.3.3 Organisation de la machine :

L'organisation d'une machine asynchrone est constituée des principaux éléments suivants :

- Le stator (partie fixe) constitué de disques en tôle magnétique portant les enroulements chargés de magnétiser l'entrefer ;
- Le rotor (partie tournante) constitué de disques en tôle magnétique empilés sur l'arbre de la machine portant un enroulement bobiné ou injecté ;
- Les organes mécaniques permettant la rotation du rotor et le maintien des différents sous-ensembles ;

Stator

Les différents types de moteurs asynchrones ne se distinguent que par le rotor ; dans tous les cas le stator reste, au moins dans son principe, le même. Il est constitué d'un enroulement bobiné réparti dans les encoches du circuit magnétique statorique. Ce circuit magnétique est constitué d'un empilage de tôles dans lesquelles sont découpées des encoches parallèles à l'axe de la machine.

Rotor bobiné :

Le rotor comporte un enroulement bobiné à l'intérieur d'un circuit magnétique constitué de disques en tôle empilés sur l'arbre de la machine. Cet enroulement est obligatoirement polyphasé, même si le moteur est monophasé, et, en pratique, toujours triphasé à couplage en étoile. Les encoches, découpées dans les tôles sont légèrement inclinées par rapport à l'axe de la machine de façon à réduire les variations de reluctance liées à la position angulaire rotor/stator et certaines pertes dues aux harmoniques.

Les extrémités des enroulements rotoriques sont sorties et reliées à des bagues montées sur l'arbre, sur lesquelles frottent des balais en carbone. On peut ainsi mettre en série avec le circuit rotorique des éléments de circuit complémentaires (résistances, électronique de puissance ...) qui permettent des réglages de la caractéristique couple-vitesse. Ce type de moteur est utilisé essentiellement dans des applications où les démarrages sont difficiles et/ou nombreux ; en effet les pertes rotor pendant la phase de démarrage ne sont pas toujours supportées par les cages.

Rotor à cage :

Le circuit du rotor est constitué de barres conductrices régulièrement réparties entre deux couronnes métalliques formant les extrémités, le tout rappelant la forme d'une cage d'écureuil. Bien entendu, cette cage est insérée à l'intérieur d'un circuit magnétique analogue à celui du moteur à rotor bobiné.

Les barres sont faites en cuivre, en bronze ou en aluminium, suivant les caractéristiques mécaniques et électriques recherchées par le constructeur. Dans certaines constructions, notamment pour des moteurs à basse tension (par exemple 230/400 V), la cage est réalisée par coulée et centrifugation d'aluminium.

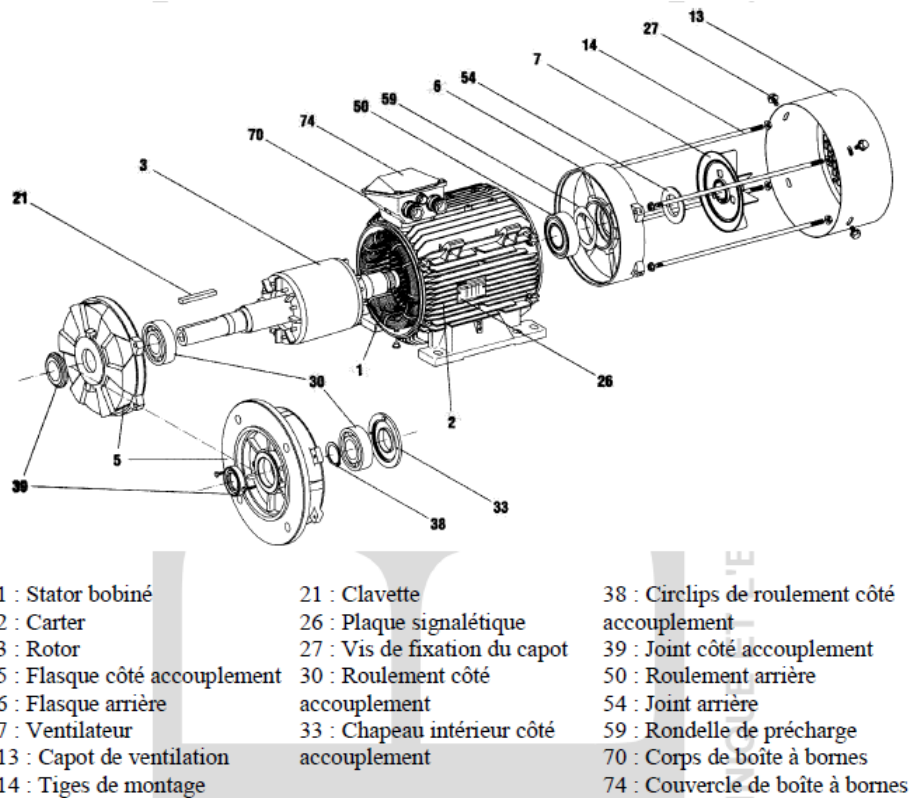
Ce type de moteur, beaucoup plus aisé à construire que le moteur à rotor bobiné est par conséquent d'un prix revient inférieur et à une robustesse intrinsèquement plus grande. Il n'est donc pas étonnant qu'il constitue

la plus grande partie du parc des moteurs asynchrones actuellement en service. Son inconvénient majeur est qu'il a, au démarrage, de mauvaises performances (courant élevé et faible couple).

IV.3.4 Organes mécaniques :

Le stator auto-porteur reçoit de chaque côté un flasque sur lequel le rotor sera positionné grâce à des roulements à billes ou à rouleaux suivant le type de charge (axiale ou radiale). Un ventilateur est placé en bout d'arbre sur le rotor pour le refroidissement de la machine. Il peut être remplacé par une ventilation forcée motorisée pour le refroidissement aux vitesses lentes. (voir schémas ci-après) [9].

IV.4. CHOIX DU MOTEUR :



IV.3.5 Le coût :

Le machine asynchrone à cage est la moins onéreuse et ne nécessite pas pratiquement d'entretien. [9]

MAS à cage coût X

MAS à bague 2X

MS 4X

MCC 3 à 4X entretien coûteux

IV.4 Choix du moteur :

Après avoir cité les différents types des moteurs électriques existants, leurs avantages, leurs inconvénients et les plus répandus dans l'industrie, on choisit un moteur asynchrone à cage d'écureuil.

IV.4.1 Caractéristique mécanique d'une machine asynchrone :

La figure (IV.2) montre la caractéristique du couple mécanique et d'intensité en fonction de la vitesse [9].

IV.4. CHOIX DU MOTEUR :

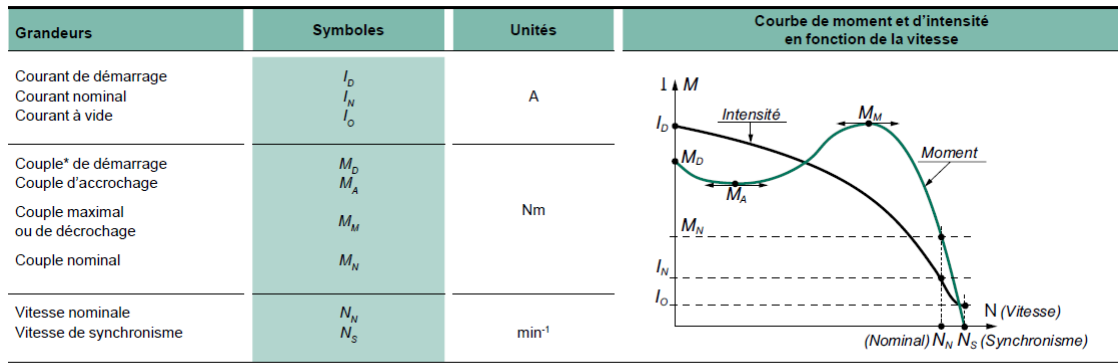


Figure IV.2 – Caractéristique de charge d'une MAS

IV.4.2 Les données du convoyeur :

Le convoyeur est caractérisé par les données suivantes :

- La puissance globale consommée par le convoyeur est : $P_{cg} = 43.425 \text{ kW}$;
- La vitesse de rotation du tambour de moteur est : $N_m = 152.86 \text{ tr/min}$;

IV.4.3 Calcul du couple de charge :

On a :

$$C_{ch} = \frac{P_g}{\omega} = \frac{P_{cg} \times 60}{2 \times \pi \times N_m} \quad (\text{IV.1})$$

$$C_{ch} = \frac{43425 \times 60}{2 \times \pi \times 152.86} = 2712.79 \text{ N.m}$$

IV.4.4 Calcul du couple de charge ramené à l'arbre moteur :

On a le rendement du réducteur égale à 0.98.

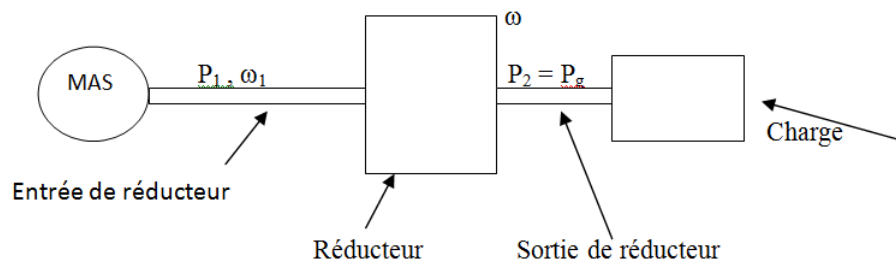


Figure IV.3 – Schéma équivalent du système

$$\text{On a : } P_1 = \frac{P_{cg}}{0.98} \Rightarrow 0.98 \times C_1 \times \omega_1 = C_{ch} \times \omega$$

$$C_1 = \frac{C_{ch} \times \omega}{0.98 \times \omega_1}$$

$$C_1 = \frac{2712.79 \times 152.86}{0.98 \times 2950} = 143.63 N.m$$

D'après les résultats obtenus précédemment on choisit un moteur asynchrone triphasé à cage d'écuriel à une pair de pole qui a les caractéristiques suivantes [9] :

- Type du moteur LS 225 MT ;
- Degré de protection IP 55 ;
- Tension d'alimentation U_n 230/400 V, 50 Hz ;
- Puissance nominale $P_n = 45$ KW ;
- Vitesse nominale de rotation de l'arbre moteur $N_n = 2950$ tr/min ;
- L'intensité nominale $I_n = 78$ A ;
- facteur de puissance $\cos(\varphi) = 0.9$;
- Courant de démarrage $I_d = 7.5 \times I_n$;
- Couple nominal $C_n = 146$ N.m ;
- Couple de démarrage $C_d = 2.8 \times C_n$;
- Couple maximum $C_m = 3.1 \times C_n$
- Couple d'accrochage $C_a = 1.51 N.m$;
- Moment d'inertie $J_m = 0.14 Kg.m^2$;
- Rendement 92.5% ;

IV.4.5 Calcul du moment d'inertie ramené à l'arbre moteur :

On a :

$$J_{ram} = \frac{J_{ch}}{0.98} \times \frac{N}{N_1} \quad (IV.2)$$

$$J_{ram} = \frac{0.38}{0.98} \times \left(\frac{152.86}{2950}\right)^2 = 0.001 kg.m^2$$

IV.4.6 Vérification de la puissance :

On vérifie la puissance équivalente en fonction de service type en utilisant la formule ci-dessous [9] .

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{n \times t_d \times [I_d/I_n \times P_n]^2 + (3600 - n \times t_d) P_{ch}^2 \times f_{dm}}{3600}} \quad (IV.3)$$

Calcul du temps de démarrage t_d :

On a :

$$t_d = \frac{\pi}{30} \times N_n \times \frac{J_{tot}}{C_{moy} - C_{ch}} \quad (IV.4)$$

Calcul du couple moyen de démarrage :

On a :

$$C_{moy} = \frac{C_d + 2C_m + 2C_a + C_n}{6} \quad (IV.5)$$

$$C_{moy} = \frac{(1 + 2.8 + 3.2 + 6.2) \times 146}{6} = 321.2 N.m$$

d'où :

$$t_d = \frac{\pi}{30} \times 2950 \times \frac{0.141}{321.2 - 143.63} = 0.25s$$

f_{dm} : facteur de marche c'est la durée de fonctionnement à P_n / durée totale du cycle, dans notre cas, le moteur fonctionne avec service type S1, ce qui donne $f_{dm} = 1$ [9].

n : nombre de démarrages équivalent par heure qui est dans notre cas au maximum $n=5$. Alors

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{5 \times 0.25 \times [7.5 \times 45000]^2 + (3600 - 5 \times 0.25)44310^2 \times 1}{3600}} = 44.73kW$$

La puissance équivalente est inférieure à la puissance utile du moteur, alors le moteur choisi est suffisant.

IV.4.7 Calcul du glissement :

Le glissement d'une machine asynchrone se calcule comme suit :

$$g = \frac{N_s - N_n}{N_s} \quad (IV.6)$$

$$g = \frac{3000 - 2950}{3000} = 0.0166$$

soit 1.66%.

IV.4.8 Calcul de la puissance absorbée par le moteur :

La puissance absorbée par le moteur est donnée par la formule suivante :

$$P_a = \sqrt{3} \times U_n \times I_n \times \cos(\varphi) \quad (IV.7)$$

ou :

$$P_a = \frac{P_n}{\eta} = \frac{45}{0.925} = 48.6486KW$$

IV.4.9 Calcul de la puissance apparente :

On a :

$$S = \sqrt{3} \times U \times I \quad (\text{IV.8})$$

$$S = \sqrt{3} \times 400 \times 78 = 54.039 \text{KVA.}$$

IV.4.10 Point de fonctionnement :

La charge impose un couple résistant de moment C_{ch} sur l'arbre qui tourne à la vitesse ω , le moteur fournit un couple utile de moment C_u , à l'équilibre $C_{ch} = C_u$. Le point de fonctionnement du groupe moteur-charge se situe à l'intersection des caractéristiques mécaniques $C_u = f(\omega)$ et $C_{ch} = f(\omega)$ des deux machines.

IV.4.11 Limitation du courant de démarrage :

Grâce à leur simplicité, leur robustesse et leur coût attractif, les moteurs à cage sont les moteurs les plus souvent utilisés dans l'industrie. En commutation directe, ils absorbent un courant de démarrage jusqu'à 8 fois plus important que le courant nominal et ils développent donc un couple de démarrage élevé.

Les courants de démarrage élevés ont souvent comme conséquence d'une chute de tension désagréable et les couples de démarrage élevés nécessitent des éléments mécaniques résistant aux surcharges. Pour diminuer le courant et le couple, il existe différentes commutations et méthodes de démarrage. Les méthodes de démarrage les plus importantes utilisées dans la pratique sont présentées ci-dessous.

Démarrage étoile - triangle : Pour le démarrage, les enroulements du moteur sont couplés en étoile avec le réseau. La tension aux bornes de chaque enroulement est ainsi réduite par un facteur $1/\sqrt{3}$. Avec ce couplage, le couple de démarrage atteint environ 30% de la valeur obtenue avec un couplage en triangle. A l'enclenchement, le courant est réduit à un tiers du courant avec enclenchement direct. C'est un procédé extrêmement simple et peu coûteux. Le couplage nominal de la machine doit être "triangle". La figure suivante montre le schéma de puissance de ce mode de démarrage et ses caractéristiques [9] .

Insertion de résistances statoriques : Cela consiste à abaisser la tension de ligne en insérant des résistances en série avec les enroulements statoriques. On réduit alors ces résistance au fur et à mesure de la

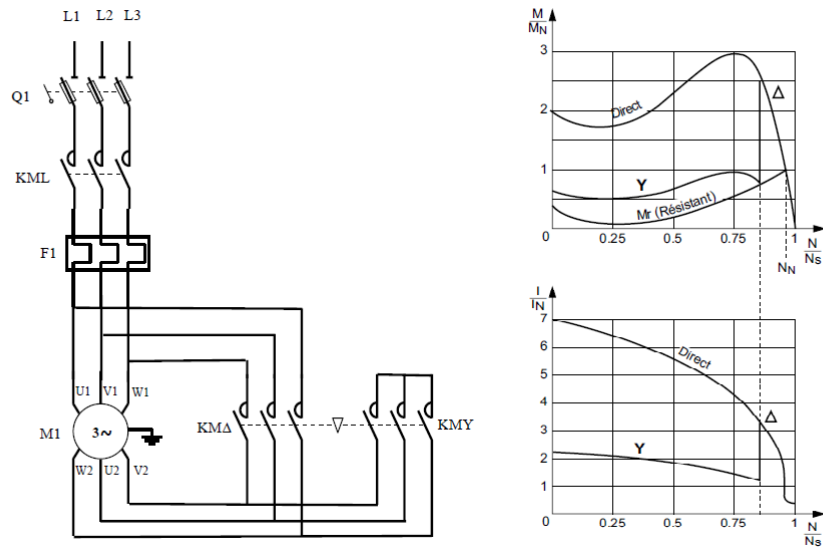


Figure IV.4 – Démarrage étoil-triangle

lancée du moteur(soit par fraction, soit en une seule fois si c'est suffisant). La tension statorique ne reste pas constante lors du démarrage : elle augmente progressivement, ce qui assure même avec des résistances non fractionnées un démarrage doux. Cette solution est de plus en plus abandonnée au profit de solutions électroniques d'un coût voisin, d'un volume moindre et d'un rendement bien meilleur [9].

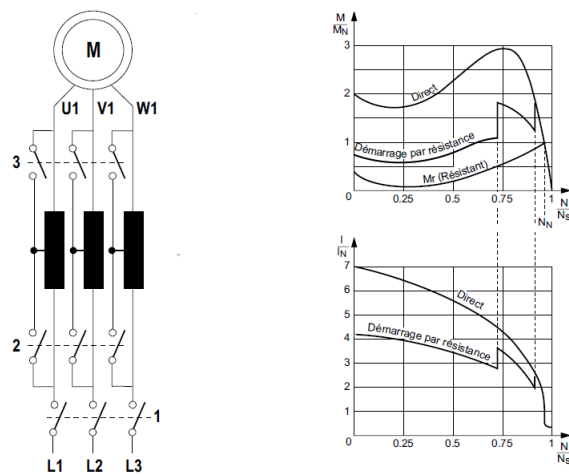


Figure IV.5 – Démarrage statorique

Démarrage par autotransformateur : Cela consiste à réduire le courant d'alimentation en modifiant le nombre de spires secondaires d'un transformateur(2 ou 3 rapports de transformations sont ordinairement utilisés), le démarrage s'établit donc en 2 ou 3 temps [9].

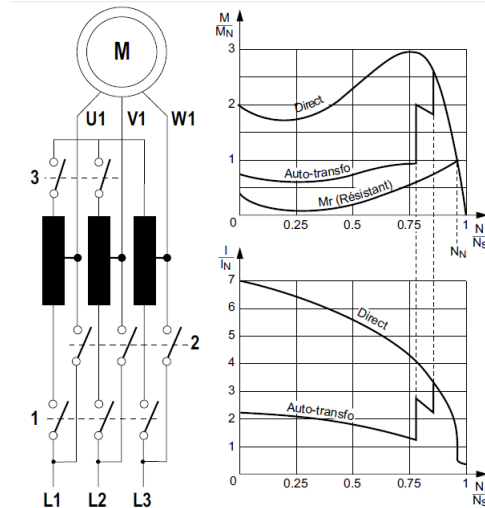


Figure IV.6 – Démarrage par autotransformateur

Démarrage progressif : Le moteur asynchrone triphasé est alimenté par l'intermédiaire d'un gradateur qui provoque la montée progressive de la tension. On peut réduire l'intensité du courant de démarrage à une valeur précise en agissant sur l'angle de commande des thyristors. On doit s'assurer en permanence que le couple de démarrage soit supérieur au couple résistant du système à entraîner [9]. voir le schéma ci-dessous :

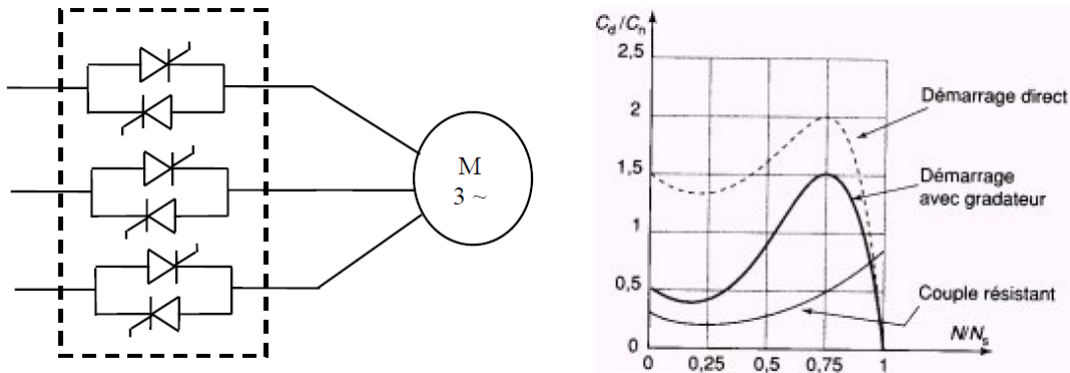


Figure IV.7 – Démarrage par gradateur de tension

IV.4.12 Comparaison entre démarrage progressif et étoile-triangle :

Lors de démarrage, les éléments mécaniques d'une machine ou installation sont fortement sollicités par l'impact du couple dû au démarrage. Avec les solutions traditionnelles telles que la commutation étoile-triangle, autotransformateur, et résistance statorique, la tension aux bornes du moteur ainsi que le courant ne peuvent être influencés que par étapes.

Le démarreur progressif gère en continu la tension depuis une valeur de départ sélectionnable jusqu'à cent pour-cent. Le couple et le courant augmentent ainsi de manière continue.

Le tableau (IV.2) récapitule les différentes caractéristiques des deux modes de démarrage pour machines asynchrones à cage [10].

procédé de démarrage	démarrage directe	démarrage étoil-triangle	démarrage progressif
courant de démarrage	$I_d = 4..8I_n$	$I_d = 0.33I_n$	réglable par potentiomètre
couple de démarrage	$M_d = 1.5..3M_n$	$M_d = 0.33M_n$	Réglable par un potentiomètre
temps d'accélération	0.2..5 s	2..15 s	0.5..10 s
avantages	Démarrage simple Economique Grand couple de démarrage	Démarrage économique Bon rapport couple/courant	Réglable à la mise en service Peu encombrant Démarrage sans à-coup
inconvénients	Pointe de courant très importante Démarrage brut	Couple de démarrage faible. Pas de possibilité réglage Couppure d'alimentation lors de la commutation et phénomène transitoir Moteur à 6 bornes	génère des perturbations
applications typiques	Petite machines même démarrant à pleine charge	Machines démarrant à vide Ventilateurs et pompes centrifuges de petite puissance	Pompes Ventilateurs Compresseurs Convoyeurs Broyeur

Table IV.2 – Comparaison des procédés de démarrage pour moteurs à cage

IV.4.13 Choix du mode de démarrage :

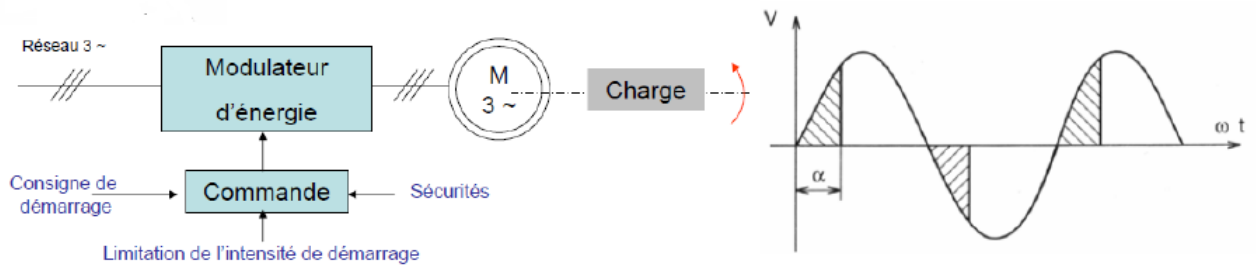
D'après les différents modes de démarrages vus précédemment on propose un mode de démarrage progressif, avec un démarreur Altistar type ATS 01N285Q de marque Schneider Electric qui répond aux mieux à notre système [11].

Principe de fonctionnement :

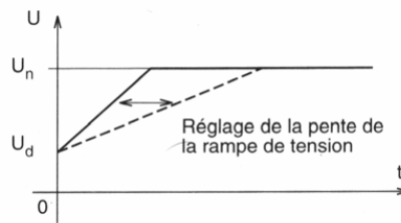
Pour réduire la pointe de courant et de couple lors de démarrage, une solution consiste à réduire la tension d'alimentation du moteur.

On obtient une tension efficace variable, en implantant un gradateur à thyristors entre le moteur et le réseau (un gradateur triphasé à 6 thyristors). La tension injectée dans le moteur correspond à des tronçons d'alternance de la tension sinusoidale. Le découpage des alternances dépend de l'angle de commande α des thyristors. En pilotant cet angle, il est possible de régler la valeur de la tension efficace appliquée au moteur comme représenté ci-dessous :

IV.4. CHOIX DU MOTEUR :



Lors de démarrage d'un moteur, le démarreur progressif applique une rampe de tension d'une manière à obtenir un démarrage en douceur, il est également possible de fixer une intensité limite que le démarreur se chargera de ne pas dépasser.



IV.4.14 Caractéristique du démarreur choisi :

Le démarreur progressif ATS 01N285Q fonctionne sous une tension d'alimentation 400 V et un courant nominal de 85 A (voir annexe G) Le schéma de puissance est représenté sur la figure suivante :

IV.4.15 Autre avantages du démarreur progressif :

- Le courant de démarrage est réduit, ou peut être limité.
- Le couple est adapté à la charge correspondante.
- Les mouvements de retour et les chocs pouvant perturber un processus sont évités.
- L'usure des courroies, chaînes, entraînements et paliers est diminuée.
- Grâce aux différentes possibilités de commande, l'automatisation est facilitée.

Avantages pour client : Le démarrage d'un moteur à courant alternatif entraîne dans le réseau des appels de courant importants (6 à 7 fois le courant nominal). Il peut en résulter d'importantes chutes de tension qui perturbent les autres utilisateurs connectés sur ce réseau. Les distributeurs d'électricité imposent donc des limites pour les courants de démarrage des moteurs.

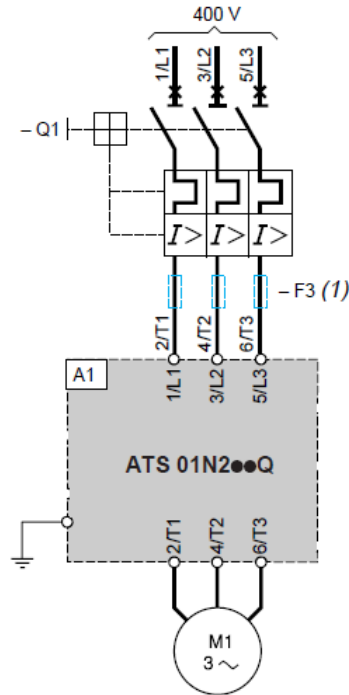


Figure IV.8 – Circuit de puissance du système d'entraînement.

- Les charges sur le réseau sont alors diminuées.
- Diminution éventuelle des frais de connexion au réseau.
- Dans de nombreux cas, une limitation du courant de démarrage est imposée par le distributeur d'électricité ; les prescriptions correspondantes sont ainsi respectées.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons étudié les différents types de moteurs électriques et les différents types de démarrage des moteurs asynchrone, dont nous avons choisi un moteur asynchrone à cage Leroysoner de type LS 225 MT et démarreur électronique ATS 01N285Q selon les caractéristiques de notre convoyeur (la puissance, le couple et la vitesse).

Chapitre V

Maintenance et Protection

Introduction :

La maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesurer un service déterminé.

Le problème de la protection électrique des installations consiste à définir la nature des défauts contre lesquels on doit se protéger, puis choisir l'appareil capable de détecter ces défauts et d'opérer leur suppression.

Dans ce chapitre on va s'intéresser à :

La maintenance de moteur et de convoyeur TB1B.

La sécurité électrique assurant la protection de moteur qui comprend le disjoncteur, contacteur les relais à utiliser.

La maintenance :

V.1 Les méthodes de la maintenance :

Le choix entre les méthodes de maintenance s'effectue dans le cadre de la politique de la maintenance et doit s'opérer en accord avec la direction de l'entreprise.

Pour choisir, il faut être informé des objectifs de la direction, des décisions politiques de maintenance, mais il faut aussi connaître le fonctionnement et les caractéristiques des matériels ; le comportement du matériel en exploitation ; les conditions d'application de chaque méthode ; le coûts de maintenance et le coûts de perte de production.

On distingue différents types de tâches de maintenance, caractérisées par leurs conditions d'activation et leurs objectifs [12] :

V.1.1 La maintenance corrective :

La maintenance corrective regroupe l'ensemble des actions exécutées après détection d'une panne et destinées à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise.

c'est une maintenance effectuée après défaillance.

V.1.2 La maintenance préventive :

La maintenance préventive regroupe l'ensemble des actions exécutées à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinés à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien.

La maintenance préventive est elle-même composée de plusieurs catégories qui diffèrent par leurs conditions d'activation.

La maintenance préventive systématique :

La maintenance préventive systématique est exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre d'unités d'usage (ou cycles d'utilisation) quel que soit l'état du bien. Elle vise à rajeunir le matériel (on parle alors de remplacement systématique) ou bien à ralentir les dégradations (au travers des tâches graissage et entretien courant).

La maintenance préventive conditionnelle :

La maintenance préventive conditionnelle consiste en une surveillance du bien ou/et des paramètres significatifs de son fonctionnement en intégrant les actions qui en découlent. Elle a pour objectif de détecter les dégradations (sur des matériels en service dans le cas des tâches d'inspection ou surveillance en fonctionnement, ou sur des matériels à l'arrêt pour les tâches de contrôle), de détecter les pannes (grâce aux tâches de test et d'essai) ou encore d'assurer des marges au delà du régime de fonctionnement (on parle alors d'épreuve).

V.2 Les différents niveaux de maintenance :

La norme NFX60-010 fait mention des différents niveaux de maintenance [13] :

1^{er} niveau : réglage simple, généralement prévus par le constructeur, au moyen d'organes accessibles sans aucun démontage ou aucune ouverture de l'équipement, ou échange consommables accessible en toute sécurité, tels

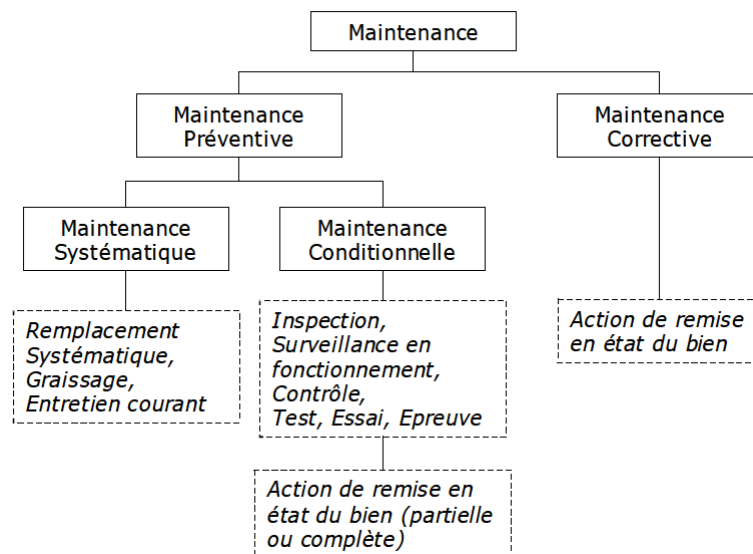


Figure V.1 – Classification des types de maintenance

que des voyants ou certains fusibles.

2^{ème} niveau : dépannage par échange standard des éléments prévus en conséquence et opérations de maintenance préventive, par exemple des graissages ou des contrôles de bon fonctionnement.

3^{ème} niveau : identification et diagnostic des pannes, réparation par échange de composants ou d'éléments fonctionnels, réparations mécaniques, et toutes opérations courantes de maintenance préventive ou réaligement des appareils de mesure.

4^{ème} niveau : tous les travaux importants de maintenance préventive ou corrective à l'exception de la reconstruction et de la rénovation. Ce niveau comprend aussi le réglage des appareils de mesure utilisée pour la maintenance et, éventuellement, la vérification par des organismes spécialisés.

5^{ème} niveau : rénovation, reconstruction ou exécution des réparations importantes par un atelier centrale ou une unité extérieure. Pour chaque cas, on est amené à échafauder un scénario ou les rôles sont à distribuer d'autant plus par avance que la défaillance risque d'être coûteuse.

V.3 Objectifs de la maintenance dans l'entreprise :

Dépanner, réparer au moindre coût, arrêter les machines le moins longtemps possible étaient les consignes données au chef d'entretien. L'intégration du service entretien dans l'entreprise s'arrêtait à la marche. Mais on ne fait pas un programme de fabrication valable sans tenir compte des possibilités des matériels. Dans ces conditions, les objectifs à demander à un service maintenance sont :

Assure la production prévue :

Les programmes et les quantités à fabriquer seront étudiés conjointement par la fabrication et la maintenance en conciliant au mieux les tendances du producteur et les arrêts nécessaires à l'entretien. Les temps de marche et arrêt feront l'objet d'un même document. On tiendra compte de la disponibilité programmée, donc imprévue mais évaluée, pour chiffrer la totalité des arrêts. Pour les périodes de marche, la production doit pouvoir compter sur une marche à 100% des capacités du matériel.

Respecter les délais prévus :

Il s'agit à la fois des délais de fabrication des produits et des délais des interventions d'entretien. Les programmes et les calendriers ont été faits en collaboration (fabrication et maintenance), il incombe à la maintenance qu'il soient respectés. Cette double responsabilité n'exige que la maintenance :

- Connaisse exactement l'état de chaque matériel et puisse garantir son fonctionnement pendant les périodes prévues (sauf accident) ;
- Prépare et ordonnance les travaux à entreprendre avec suffisamment de précision pour s'engager sur leurs durées ;

De côté de fabrication, on respectera également les prévisions, on s'abstiendra de toute modification de dernière heure sans motif grave et on acceptera les visites et expertises nécessaires demandées par la maintenance.

Recherche des coûts optimaux :

Les trois objectifs précédents n'exigent pas seulement une compétence technique. Le service maintenance doit être capable d'établir des devis précis exécution comme une entreprise extérieure. Il doit être compétitif à qualité et délais identiques. De plus, l'optimum recherché tiendra compte des pertes de production dues à un entretien défaillant. La saine gestion exige que le coût global du produit fabriqué soit optimum. Ce coût comprendra les dépenses fixes et variables de fabrication, les dépenses de maintenance et les pertes ou manques à gagner dus aux arrêts fortuits. Dans certains cas, la maintenance aura à présenter plusieurs solutions chiffrées pour atteindre cet optimum.

Objectifs d'aspect humain :

Les conditions de travail et la sécurité ne peuvent être ignorées. La maintenance doit se préoccuper des accidents possibles dans son personnel

et de ceux occasionnés aux autres par sa présence. Toute préparation de travail débutera par la rédaction de consignes (travaux électriques, travaux au feu, risque de chutes, intoxication, contamination, explosion). Comme un membre de l'entretien fait partie du comité Hygiène et sécurité. Il lui appartient d'étudier toute modification, protection à effectuer sur les matériels pour éliminer les risques d'accidents.

Ces objectifs de la maintenance peuvent aussi être résumés comme suit :

Des objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions et dans un état acceptable ;
- Assurer la disponibilité maximale de l'outil de production à un prix raisonnable ;
- Fournir un service qui élimine les pannes à tout moment ;
- Augmenter à la limite la durée de vie de l'outil de production ;
- Entretenir le matériel avec le maximum d'économie et le remplacer à des périodes prédéterminés ;
- Assurer une performance de haute qualité ;
- Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment ;
- Obtenir un rendement maximum ;
- Maintenir le matériel en propreté absolue à tout moment ;
- Préserver l'environnement ;

Des objectifs de coût :

- Réduire au maximum les dépenses de la maintenance ;
- Assurer les services de maintenance dans les limites du budget ;
- Avoir des dépenses de maintenance portant sur le service exigé par les installations et l'appareillage en fonction de son âge et du taux d'utilisation ;
- Mettre à la disposition du responsable de la maintenance une certaine quantité de dépenses imprévues en outillage et en frais divers ;

V.4 Gestion maintenance du système :

La politique de maintenance à appliquer pour le mécanisme de traction du TB1B est la maintenance préventive qui qualifie la maintenance effectuée selon des critères prédéterminés, dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien, ou la dégradation d'un service rendu. Dans le cadre de la maintenance préventive, on peut opérer :

- Selon un échéancier établi d'après le temps ou le nombre d'unités d'usage : c'est la maintenance systématique ;
- Ou en fonction d'un événement défini préalablement révélateur de l'état de dégradation du bien (information d'un capteur, mesure d'une usure...) : C'est la maintenance conditionnelle ;

V.5 Opérations de la maintenance :

V.5.1 Opération de maintenance préventive :

Mise en service :

La remise en service du système, il faut satisfaire certaines conditions qui sont nécessaire :

- Vérifier l'état de la bande transporteuse ;
- Graisser les paliers ;
- Vérifier l'état et le niveau d'huile et réducteurs ;
- Élimination de tout danger pouvant provenir de l'unité d'entraînement de moto-réducteur ;
- Lubrifier les réducteurs ;
- Conformité de la tension et fréquence du réseau avec les valeurs indiquées sur la plaque signalétique ;

Contrôle pendant la mise en service :

Pendant la mise en service on doit contrôler les points suivants :

- Marche impeccable du moteur, pas de fluctuations de vitesse de rotation, pas de niveau de bruit élevé ;
- Pas de perte d'huile ;
- Pas de fortes vibrations ;
- surveiller la bande s'il n'a pas de débordement ;

Entretien :

Le convoyeur TB1B ne doit pas être mis en service ou doit être mis hors service si des détériorations ou défauts de fonctionnement sont constatés. Il peut seulement être remis en service après suppression des défauts.

Le plan d'entretien périodique du convoyeur à bande TB1B est représenté par :

. Après chaque déchargement navire :

- Nettoyer toute l'instrumentation (déport de bande, bourrage, contrôleur de rotation, arrêt d'urgence) ;
- Nettoyer l'ensemble bande, tambours, rouleaux supérieur et inférieur et charpente ;
- Nettoyer la jetés du transporteur ;
- Contrôler le niveau de huile des réducteurs ;
- Vérifier l'étanchéité des coffrets électriques et des boites de dérivation ;
- Examiner le moteur et nettoyer les voies de passage de l'air de refroidissement ;

. Après trois mois de fonctionnement :

- Vérifier l'alignement du groupe de commande ;
- Contrôler que les branchements électriques et les vis sont bien serrés ;
- Vérifier qu'il n'y a pas de trace d'oxydation sur les cosses de connexion électrique ;
- Relever les valeurs d'intensité de moteur à vide et en charge ;
- Lubrifier les réducteur ;
- Vérifier l'état de la bande ;
- Démonter, nettoyer, remonter et graisser tous les paliers (pied, tête, contrainte) ;

V.5.2 Opérations de la maintenance corrective :

Ces opérations peuvent être classées en deux groupes d'actions.

La localisation de défaillance :

C'est l'action qui conduit à rechercher précisément les éléments par les quels la défaillance se manifeste, on distingue :

- **Le test** : c'est une opération qui permet de comparer les réponses d'un systèmes à une sollicitation appropriée et définie, avec celles d'un système de référence, ou avec un phénomène physique significatif d'une marche correcte ;
- **La détection** : c'est l'action de déceler au moyen d'une surveillance accrue, continue ou non, l'apparition d'une défaillance ou l'existence d'un élément défaillant ;
- **Le dépistage** : c'est une action qui vise à découvrir les défaillances dès leur début par un examen systématique sur des équipements apprenant en état de fonctionnement ;

- **Le diagnostic** : c'est l'identification de la cause probable de la défaillance à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'informations provenant d'une inspection, d'un contrôle ou d'un test. Le diagnostic permet de confirmer, de compléter ou de modifier les hypothèses faites sur l'origine et la cause des défaillances et de préciser les opérations de maintenance corrective nécessaires ;

La remise en état :

La remise en état de fonctionnement peut consister à réaliser l'une des opérations suivantes :

a) Le dépannage

c'est une action sur un bien en panne , en vue de la remettre en état de fonctionnement compte tenu de l'objectif, une action de dépannage peut s'accommoder de résultats provisoires et de conditions de réalisation hors règles de procédures, de coûts et de qualité, et dans ce cas sera suivie de la réparation.

c) La modification :

c'est une opération à caractère définitif effectuée sur un bien en vue d'en améliorer le fonctionnement, ou d'en changer les caractéristiques d'emplois.

La protection :

V.6 Elément de protection :

V.6.1 Relais de protection :

Les relais sont des appareils de surveillance des courants, ils sont destinés à provoquer l'interruption en cas de défaut. Nous distinguons trois types de relais :

Le relais thermique :

Le relais est un appareil qui protège le récepteur contre les surcharges et les ruptures de phase. Il surveille en permanence le courant absorbé par le récepteur.

En cas de surcharge, le relais thermique n'agit pas directement sur le circuit de puissance, par contre il agit sur le circuit de commande d'un contacteur afin de couper le courant. La figure(V.2 illustre un relais thermique [14].

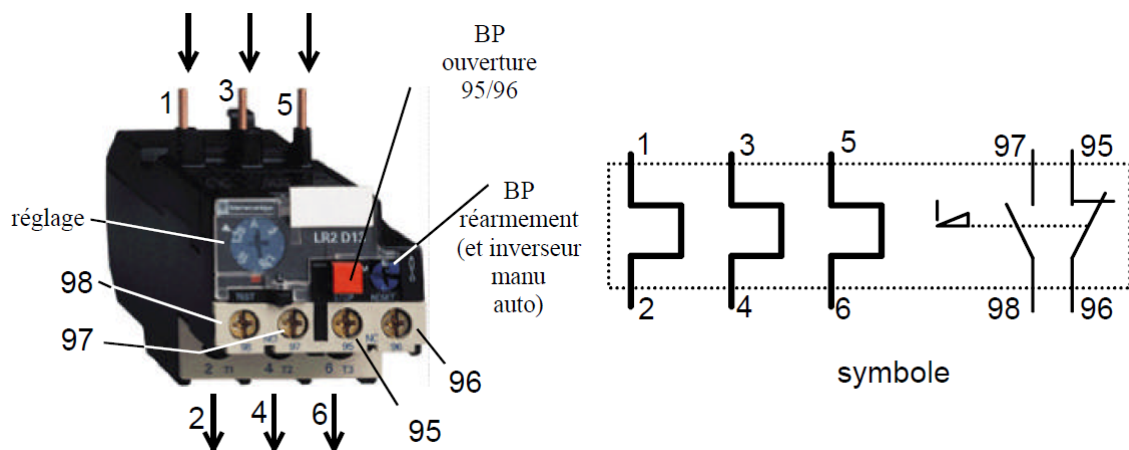


Figure V.2 – Relais thermique.

Le relais électromagnétique :

Le relais électromagnétique est un relais à maximum de courant qui fonctionne sous l'action d'un électro-aimant . Il assure la protection contre les courts-circuits, figure(V.3) montre le symbole d'un relais magnétique.

Le relais magnétothermique :

Le relais magnétothermique est un relais à maximum de courant qui fonctionne à la fois sous l'action d'un électro-aimant et sous l'effet ther-

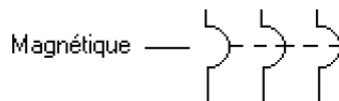


Figure V.3 – Symbole d'un relais magnétique.

mique provoqué par le courant qui le parcourt. l'association d'un relais magnétique et d'un relais thermique, procure à la fois une protection contre les surintensités brutales (déclenchement instantané), éventuellement les courts-circuits et contre surcharges lentes (déclenchement retardé).

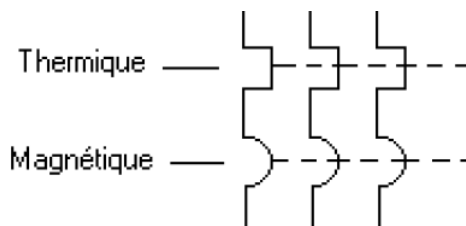


Figure V.4 – Symbole d'un relais magnétothermique.

V.6.2 Le disjoncteur :

Un disjoncteur est un appareil mécanique de connexion capable d'établir, de supporter et d'interrompre des courants dans les conditions normales du circuit, mais aussi dans des conditions de surcharge ou de courts-circuits. Il remplace de plus en plus le fusible car c'est un dispositif réarmable. Il existe plusieurs types de disjoncteurs.

Les disjoncteur thermiques assurent la protection contre les surcharges et les disjoncteurs magnétique assurent la protection contre les courts-circuits. Par contre les disjoncteurs magnétothermique, qui cumulent les deux fonction, assurent la protection contre les courts-circuits et contre les surcharges. Le principe de la technologie des disjoncteurs est illustré par la figure (V.5).

La figure (V.6) récapitule les symboles des disjoncteurs :

Les disjoncteurs est caractérisés par le pouvoir de coupure (Pdc), C'est la plus grande intensité de courant de court-circuit (présumé) qu'un disjoncteur peut interrompre sous une tension donnée en respectant la condition suivante : $Pdc \geq I_{cc}$

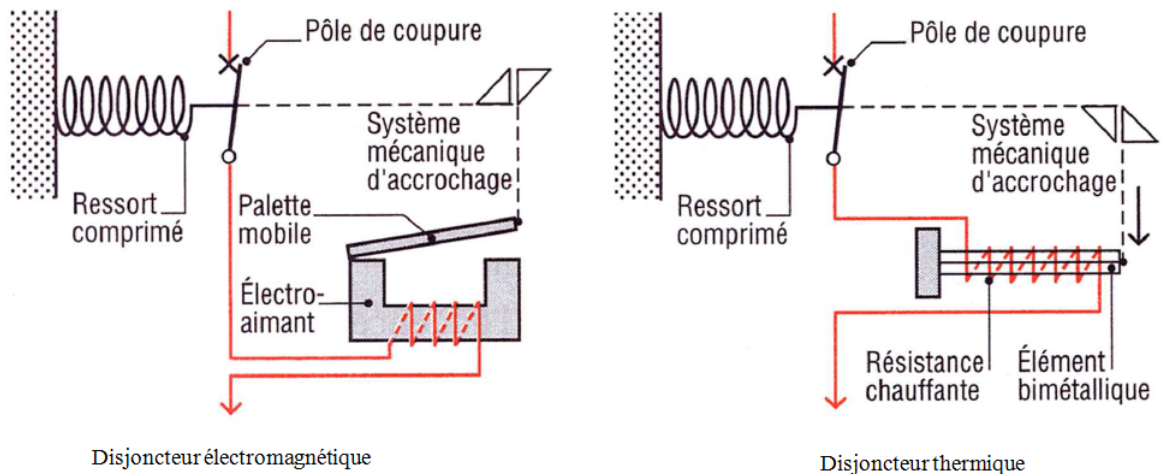


Figure V.5 – Disjoncteur magnétothermique.

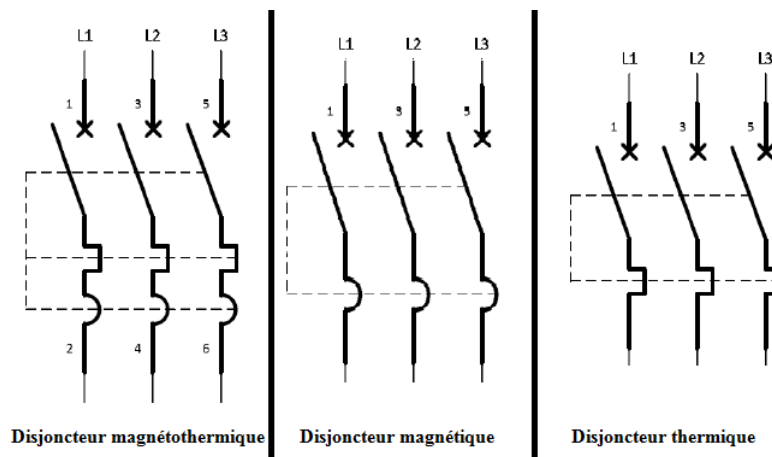


Figure V.6 – Symboles des disjoncteurs.

V.6.3 Disjoncteur différentiel :

Disjoncteur différentiel à courant résiduel est utilisé, en particulier, chez chaque abonné. Son rôle principale est basé sur la protection des personnes contre les contacts indirects, la figure(V.7) montre le symbole d'un disjoncteur différentiel.

Choix de disjoncteur :

Le choix d'un disjoncteur doit se faire en fonction :

✓ **Des caractéristiques sur le réseau sur lequel il est installé :**

- **Tension** : la tension nominale du disjoncteur doit être supérieure ou égale à la tension entre phase du réseau ;
- **Intensité** : l'intensité de réglage ou le calibre de déclencheur du disjoncteur doit être supérieur au courant véhiculé ;

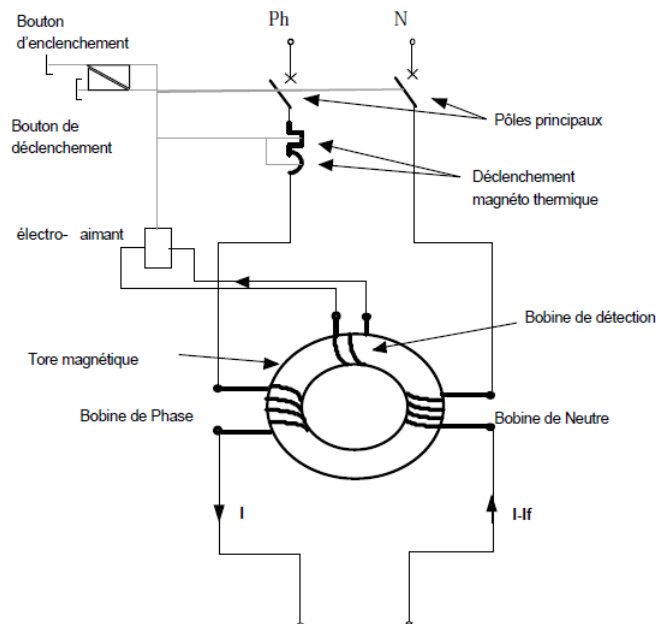


Figure V.7 – Symbole de disjoncteur différentiel.

- **Fréquence** : la fréquence du disjoncteur doit correspondre à celle de réseau ;
- **Pouvoir de coupure** : le pouvoire de coupure de disjoncteur doit être au moins égal au courant de court-circuit triphasé susceptible de produire à l'endroit ou il installe ;
- ✓ **Des réglages de protection** :
 - Protection des personnes contre les contacts indirects : les mesures de protection par coupure automatique de l'instalation dépendent de choix de régime de neutre ;
 - Protection des câble, en cas de court-circuit, le disjoncteur ne doit laisser passer qu'une énergie supérieure à celle que peut supporter le câble ;
 - Protection des récepteurs, le disjoncteur doit assurer la protection des récepteurs contre les surcharge et les court-circuit ;

Calcul du courant de court-circuit :

La connaissance des intensité des courants de courts-circuits est indispensable, pour pouvoir déterminer les caractéristiques du matériel à mettre en œuvre pour que ce dernier puisse supporter ou couper le courant de défaut. Le calcul de ces courants de courts-circuits, s'effectue à l'aide de la méthode des impédances.

Dans une installation triphasé I_{cc} en un point du réseau est donné par la

formule suivante :

$$I_{cc} = \frac{U_0}{\sqrt{3} \times Z_t} \quad (\text{V.1})$$

- U_0 : tension entre phase à vide au secondaire du transformateur MT/BT ;
- Z_t : impédance totale par phase du réseau amont du défaut ;

$$Z_t = \sqrt{(\sum R)^2 + (\sum X)^2} \quad (\text{V.2})$$

Détermination des impédances :

✓ **Réseau amont :**

La puissance de court-circuit du réseau HTA P_{cc} (MVA) est donnée par le distributeur d'énergie, l'impédance du réseau amont ramené au secondaire du transformateur est donnée par la relation suivante :

$$Z_a = \frac{(U_n)^2}{P_{cc}} \quad (\text{V.3})$$

- U_0 : Tension entre phase à vide du secondaire du transformateur (V) ;
- Z_a : Impédance amont de transformateur ramené au secondaire ($m\Omega$) ;
- P_{cc} : Puissance de court-circuit du réseau HT, en (kVA) ;

Les impédances amont de réseau R_a et X_a pour des puissances de courts circuits P_{cc} les plus fréquentes (500 MVA) sont donné dans le tableau (V.1).

✓ **Transformateur :**

Le transformateur est caractérisé essentiellement par son couplage, ses tensions (primaire et secondaire), sa puissance apparente, sa tension de court-circuit et ses pertes cuivre.

L'impédance se calcule à partir de la tension de court-circuit U_{cc} :

$$Z_{tr} = U_{cc} \times \frac{U^2}{s_n} \quad (\text{V.4})$$

$$R_{tr} = \frac{P_{cu}}{3 \times I_n^2} \quad (\text{V.5})$$

$$X_{tr} = \sqrt{(Z_{tr})^2 - (R_{tr})^2} \quad (\text{V.6})$$

- I_n : Intensité nominale du transformateur en (A) ;
- s_n : Puissance assignée du transformateur en (kVA) ;

- P_{cu} : Pertes cuivre du transformateur en (w) ;
- U_{cc} : Tension de court-circuit du transformateur, en (V) ;

✓ **Disjoncteur :**

La résistance est négligeable, la réactance X_d est prise égale à $0.15 \text{ m}\Omega/\text{pole}$. L'impédance d'un disjoncteur ne doit être prise en compte que pour les appareils en amont de celui-ci.

✓ **Jeu de barre :**

La résistance d'un jeu de barre R_b est négligeable pour une section $s > 200 \text{ mm}^2$ et la réactance X_b est prise égale à $0.15 \text{ m}\Omega/\text{m}$

✓ **Câble :**

La résistance R_c se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$R_c = \rho \times \frac{l}{s} \quad (\text{V.7})$$

- l : la longueur du câble en m ;
- s : la section du câble en mm^2 ;

$\rho = 22.5 \text{ m}\Omega.\text{mm}^2/\text{m}$ pour le cuivre. La réactance des câble est négligeable pour des sections inférieurs à 25 mm^2 . $X_e = 0.08 \text{ m}\Omega/\text{m}$ câble tripolaire.

✓ **Moteur :**

Lors de court-circuit le moteur se comporte comme un générateur, son impédance Z_g est négligeable.

Nous avons calculé les courants de courts-circuits à chaque étage du transformateur au moteur, ce calcul est nécessaire à fin d'identifié la conformité des appareils de protection que nous avons utilisés. Ils sont représentés dans le tableau (V.1).

Caractéristiques générales du disjoncteur a utilisé

La puissance de moteur est de 45 KW et un courant de 78 A.

Sa protection est assurée par un disjoncteur magnétothermique.

Le pouvoir de coupure doit être $Pdc \geq I_{cc}$, donc : $Pdc = 36 \text{ KA}$.

Le type de disjoncteur a utilisé est :

Compact NS100 STR22ME de calibre 100 A (Annexe C).

Pour une protection différentielle est obtenue par montage d'un dispositif différentiel résiduel Vigi directement aux bornes de l'appareil (Annexe D).

Le relais thermique approprié est de type LR2 D3365 , sa plage de variation est de 37/50 A et de classe 10 (Annexe E).

Elément	Caractéristique	R ($m\Omega$)	X ($m\Omega$)	Z ($m\Omega$)	$Z_t(m\Omega)$	I_{cc} (kA)
Réseau amant	$P_{cc}=500$ MVA	0.047	0.316	0.32	0.32	
Transformateur	$s_n=3150$ kVA 30/0.4 KV $U_{cc}=8\%$	0.53	4.028	4.06	4.38	52.70
disjoncteur	4 pôle	0	0.6	0.6	4.98	46.36
Câble	$l=10$ m $s=370$ mm^2	0.6	0.8	1	5.98	38.61
jeu de barre	$l=2$ m $s=250$ mm^2	0.18	0.3	0.35	6.33	36.48
disjoncteur	4 pôle	0	0.6	0.6	6.98	33.32
Câble	$l=60$ m $s=35$ mm^2	38.57	4.8	38.86	45.84	5.03
Moteur	45 KW					

Table V.1 – Calcul de courant de court-circuit.

V.6.4 Le contacteur :

Le contacteur est un appareil mécanique de connexion ayant une seule position de repos et une seule position de travail. Il est capable d'établir et d'interrompre de courant dans des conditions normales de circuit y compris les conditions de surcharge en service, La figure (V.8) présente le schéma d'un contacteur.

L'intérêt de contacteur est de pouvoir être commandé à distance [15].

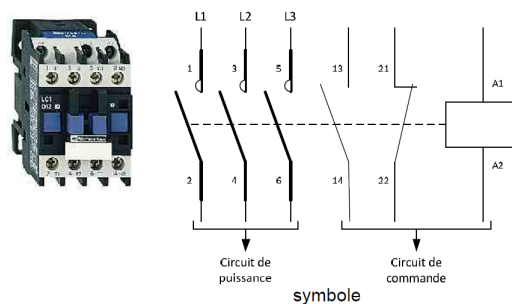


Figure V.8 – Le contacteur.

Choix du contacteur :

Les catégories d'emplois normalisées fixent les valeurs de courant que le contacteur doit établir et couper. Elle dépend de la nature de récepteur. Des conditions dans laquelle s'effectuent fermeture et ouvertures.

le tableau (V.2) montre les catégories de choix d'un contacteur [16].

On a un moteur asynchrone triphasé de puissance 45 kw sous 400 v avec un courant de 78 A, une tension de commande de 24 v sous une fréquence

Types	Definition	Exemple d'utilisation
Catigorie AC1	Elle s'applique à tous récepteurs dont le facteur de puissance est au moins égal à 0.95 ($\cos\varphi \geq 0.95$)	Chauffage éclairage distribution
Catigorie AC2	Commutation en régime sévère des moteurs asynchrones à bagues	Coupage en cours de démarrage, inversion rapide de marche, marche par à-coups freinage en contre-courant
Catigorie AC3	Commutation des moteurs asynchrones à cage dont la coupure s'effectue moteur lancé	Tous moteurs à cage courants pompe, compresseur, malaxeur, climatiseur bande transporteuse
Catigorie AC4	Commutation en régime sévère des moteurs asynchrones à cage	Coupage en cours de démarrage, inversion rapide de marche, marche par à-coups freinage en contre-courant

Table V.2 – Catégorie de choix des contacteurs.

de 50 Hz, donc la catégorie d'emplois est : AC3.

la référence de contacteur est : LC1 D95B5 (Annexe F)

V.6.5 Coupure de sécurité :

En cas d'anomalie de fonctionnement ou de danger pour une personne, on doit arrêté le mécanisme rapidement par des éléments reconnaissable et facilement accessible ; par exemple un ou plusieurs boutons d'arrêt d'urgences.

Conclusion :

Afin de maintenir le système en bon état de fonctionnement, nous avons élaboré un plan de maintenance obtenu en appliquant la politique de la maintenance préventive, dont le rôle est de minimiser les degrés de défaillance d'une part et d'augmenter la fiabilité du système d'autre part.

La Notion de sécurité dans une installation électrique est nécessaire et primordiale, les appareils adéquats de protection sont dimensionné pour assuer la protection de moteur à utiliser.

Conclusion générale

L'objectif de ce projet était de faire une étude mécanique et électrique du convoyeur a bande TB1B au niveau du complexe de Cevital afin d'augmenter sa capacité de charge qui est 2000 t/h à une capacité de 3000 t/h.

Après cette étude, on a pu vérifier la possibilité d'augmenter la capacité de charge de TB1B, et on conclue que ce dernier pourra supporter la nouvelle charge en conservant tous ses éléments, sauf le système d'entraînement qui doit être changé.

Pour le système d'entraînement, on a dimensionné un moteur électrique Leroysoner de type LS 225 MT avec un réducteur de vitesse de rapport de réduction 19.3 et un démarreur électronique progressif ATS 01N285Q.

Pour terminer, on a élaboré un plan de maintenance, et de protection pour tout le système.

Au cours de la réalisation de ce projet nous avons approfondi nos connaissances techniques et pratiques qui viennent compléter les études théoriques acquises dans différentes discipline à savoir : la mécanique, la maintenance, la protection et l'électricité en générale qui sont élémentaires dans conception et la réalisation des systèmes électro-mécaniques.

Ce travail nous a permis aussi de développer un sens de communication entre les différents ingénieurs et techniciens et d'acquérir le sens de travail en équipe.

Bibliographie

- [1] RULMECA : Constructeur des convoyeurs.
Site internet : www.rulmeca.com
- [2] DUNLOB : Constructeur de bandes pour convoyeurs .
*email : info@Dunlopsoft.com internet :www.Dunlop.com Edition :
Février 2008.*
- [3] EMILEMAURIN : Catalogue produits métallurgiques.*Edition PM 1.4
décembre 2004 .*
- [4] Copyright I.S.O. Roulements 1999.
site internet : www.iso.com
- [5] Roulements presta. *site internet : www.presta.com.*
- [6] Catalogue des roulements industriels.
site internet : www.skf.com Edition 2003.
- [7] Jean-louis Fanchon : Guide des sciences et technologie industrielles.
- [8] Chevalier : guide du dessinateur industriel.*Edition 2004*
- [9] Leroysoner : constructeur de moteurs électrique.
site internet : www.leroysoner.com
- [10] Rockwell Automation : notions fondamentales sur démarrage des moteurs
- [11] Schneider Electric : démarreur pour moteurs asynchrone.
- [12] cours Master 2 Electromécanique. Maintenance industrielle.
- [13] JEAN HENG : Pratique de la maintenance préventive.
*mécanique, pneumatique, hydraulique, électricité, froid. Edition paris
2002.*
- [14] BEP, technologie des relais thermique COZET 1076.
mail : Alain.cozette@laposte.net.
- [15] Commutation technique, des contacteurs : BEP métiers de l'Electro-
technique.
LP descrates 76400 FECAMP.

- [16] G. Pinson - Physique Appliquée. C12 - Appareillage de commande et de protection.
Internet [http ://www.syscope.net/elec/](http://www.syscope.net/elec/).

Abréviation

- ρ_s : Masse volumique du sucre.
 θ : Angle d'éboulement de sucre.
 α : Angle de talutage.
 I_v : Débit massique.
 v : Vitesse linéaire de la bande transporteuse.
 q_b : Poids de la bande par mètre linéaire.
 λ : Angle d'inclinaison des stations supérieur.
 I_{vt} : Débit volumétrique.
 K : Coefficient d'inclinaison de convoyeur.
 K_1 : Coefficient de correction.
 a_0 : Ecartement des stations supérieures.
 a_u : Ecartement des stations inférieures.
 a_i : Ecartement des stations supérieures au point de chargement.
 L_t : Longueur de transition.
 L_r : Longueur des rouleaux inférieurs.
 N : Vitesse de rotation des rouleaux.
 D : Diamètre des rouleaux.
 g : Accélération de la pesanteur.
 F_u : Effort tangentiel total.
 F_a : Effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur.
 F_a : Effort tangentiel pour déplacer une section du brin inférieur.
 L : Entre axe.
 C_q : Coefficient de résistance fixe.
 f : Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes.
 C_t : Coefficient de résistance passive.
 q_{RO} : Poids des pièces tournantes des stations supérieures.
 P_{PRS} : Poids des pièces tournantes supérieures.
 q_{RU} : Poids des pièces tournantes des stations inférieures.
 P_{PRI} : Poids des pièces tournantes inférieures.
 q_G : Quantité de produit par mètre linéaire
 T_1, T_2 : Tensions sur les brins de la bande.
 f_a : Coefficient de frottement entre la bande et le tambour.

e : Basse logarithmique naturelle.
 C_w : Coefficient d'enroulement.
 T_0 : Tension minimale en pied de convoyeur.
 T_3 : Tension relative à la sortie du tambour de renvoi.
 a_g : Distance entre les supports et les flasques du tambours.
 ρ_m : Masse volumique de l'acier XC38.
 L_t : Longueur du tambour.
 V_t : Volume du tambour.
 V_m : Volume du tambour du moteur.
 V_r : Volume du tambour du renvoi.
 V_c : Volume du tambour du contrainte.
 D_{1t} : Diamètre extérieur du tambour.
 D_{1m} : Diamètre extérieur du tambour du moteur.
 D_{1r} : Diamètre extérieur du tambour du renvoi.
 D_{1c} : Diamètre extérieur du tambour du contrainte.
 D_{2t} : Diamètre intérieur du tambour.
 D_{2m} : Diamètre intérieur du tambour moteur.
 D_{2r} : Diamètre intérieur du tambour du renvoi.
 D_{2c} : Diamètre intérieur du tambour du contrainte.
 e_m : Epaisseur du tambour du moteur.
 e_r : Epaisseur du tambour du renvoi.
 e_c : Epaisseur du tambour du contrainte.
 m_t : Masse du tambour.
 m_m : Masse du tambour du moteur.
 m_r : Masse du tambour du renvoi.
 m_c : Masse du tambour du contrainte.
 P : Puissance absorbée par le convoyeur.
 C : Coefficient de frottement de la bande et des rouleaux.
 f : Coefficient de frottement .
 G_m : Le poids de la bande et des parties tournantes.
 P_g : Puissance globale de convoyeur.
 P_m : Puissance du moteur.
 η : Rendement du réducteur.
 C_p : Résultante des tension.
 C_{pm} : Résultante des tension et de poids du tambour moteur.
 C_{pr} : Résultante des tension et de poids du tambour du renvoi.
 C_{pc} : Résultante des tension et de poids du tambour du contrainte.
 M_f : Moment fléchissant.
 M_{fm} : Moment fléchissant de l'axe du tambour moteur.
 M_{fr} : Moment fléchissant de l'axe du tambour du renvoi.
 M_{fc} : Moment fléchissant de l'axe du tambour du contrainte.

M_t : Moment de torsion.
 M_{tm} : Moment de torsion du tambour moteur.
 M_{if} : Moment fléchissant idéal.
 M_{ifm} : Moment fléchissant idéal du tambour moteur.
 W : Module résistance.
 W_m : Module résistance du tambour moteur.
 W_r : Module résistance du tambour du renvoi.
 W_c : Module résistance du tambour du contrainte.
 q_m : Force de poids de tambour moteur.
 q_r : Force de poids de tambour du renvoi.
 q_c : Force de poids de tambour du contrainte.
 N_m : vitesse de rotation du l'axe du tambour moteur.
 N_r : vitesse de rotation du l'axe du tambour du envoi.
 N_c : vitesse de rotation du l'axe du tambour du contrainte.
 D_m : Diamètre de l'axe du tambour moteur.
 D_r : Diamètre de l'axe du tambour du renvoi.
 D_c : Diamètre de l'axe du tambour du contrainte.
 σ_{am} : Limte d'élasticité de XC38.
 J_ch : Moment d'inertie de tambour moteur.
 τ : Contrainte admissible au cisaillement.
 F_t : Force tangentielle.
 S_{cl} : Surface cisailée.
 B : Largeur de la clavette.
 L_{cl} : Longueur de la clavette.
 R_p : Contrainte pratique admissible au cisaillement.
 s : Coefficient de sécurité.
 p : Charge équivalente.
 R : Charge radiale.
 A : Charge axiale.
 C_0 : Capacité de charge statique des roulement.
 C_m : Capacité de charge dynamique des roulement.
 L_{10} : Durée de vie en millions tours.
 L_{10} : Durée de vie en heures.
 C_{ch} : Couple résistant de la charge.
 C_1 : Couple ramené à l'arbre moteur.
 ω : Vitesse de rotation du tambour moteur en rd/s.
 ω_n : Vitesse de rotation du moteur en rd/s.
 N : Vitesse de rotation du tambour moteur en tr/min.
 N_n : Vitesse de rotation du moteur en tr/min.
 N_s : Vitesse de synchronisme.
 U_n : tension nominale.

P_n : Puissance nominal.
 I_n : Courant nominal.
 I_d : Courant de démarrage.
 C_n : Couple nominal.
 C_d : Couple de démarrage.
 C_m : Couple maximum.
 C_a : Couple d'accrochage.
 J_m : Moment d'inertie du moteur.
 J_{ram} : Moment d'inertie ramené à l'arbre moteur.
 J_{tot} : Moment d'inertie total.
 P_{eq} : Puissance équivalente.
 t_d : Temps de démarrage.
 C_{moy} : Couple moyen de démarrage.
 g : Glissement.
 P_a : Puissance absorbée.
 η : Rendement du moteur.
 S : Puissance apparente.
 I_{cc} : Courant de court circuit.
 U_0 : Tension entre phase à vide au secondaire du transformateur.
 Z_t : Impédance totale par phase du réseau amont du défaut.
 Z_a : Impédance amont du transformateur ramené au secondaire.
 P_{cc} : Puissance de court circuit du réseau H.T.
 Z_{tr} : Impédance du transformateur.
 U_{cc} : Tension de court circuit du transformateur.
 s_n : Puissance assignée du transformateur.
 R_{tr} : Résistance du transformateur.
 P_{cu} : Perte de cuivre du transformateur.
 I_n : Intensité nominale du transformateur.
 X_t : Réactance du transformateur.
 X_d : Réactance de disjoncteur.
 R_d : Résistance de disjoncteur.
 R_b : Résistance d'un jeu de barre.
 X_b : réactance d'un jeu de barre.
 R_c : Résistance du câble.
 ρ : Résistivité de cuivre.
 l : Longueur du câble.
 s : Section du câble.
 X_e : Réactance de câble tripolaire par mètre.
 P_{dc} : Pouvoir de coupure de disjoncteur.

Annexe A

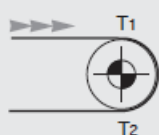
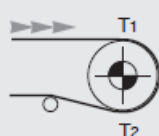
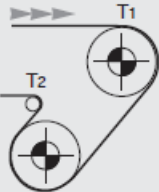
Caractéristique mécaniques et électriques des moteurs Leroysoner

RÉSEAU Δ 230 / Y 400 V ou Δ 400 V 50 Hz

Type	Puissance nominale P_n kW	Vitesse nominale N_n min ⁻¹	Moment nominal M_n N.m	Intensité nominale $I_{n(1)}$ A	Facteur de puissance			Rendement* CEI 60034-2-1; 2007			Courant démarrage/ Courant nominal I_s/I_n	Moment démarrage/ Moment nominal M_s/M_n	Moment maximum/ Moment nominal M_p/M_n	Moment d'inertie J kg.m ²	Masse kg	Surt dB(A)
					Cos φ			η								
					44	34	24	44	34	24						
L8 68 M	0,09	2860	0,3	0,44	0,55	0,45	0,4	54	45,2	37,1	5,0	5,3	5,4	0,00015	3,8	54
L8 68 M	0,12	2820	0,4	0,5	0,6	0,55	0,45	58,7	54	45,2	4,6	4,0	4,1	0,00015	3,8	54
L8 88 M	0,18	2790	0,6	0,52	0,75	0,65	0,55	67,4	66,9	59,3	5,0	3,3	2,9	0,00019	4,8	57
L8 88 M	0,25	2800	0,9	0,71	0,75	0,65	0,55	67,8	67,3	59,2	5,4	3,2	2,9	0,00025	6	57
L8 71 L	0,37	2800	1,3	0,98	0,8	0,7	0,6	68,4	67,6	63,9	5,2	3,3	3,9	0,00035	6,4	62
L8 71 L	0,55	2800	1,9	1,32	0,8	0,7	0,55	75,7	75,2	71,1	6,0	3,2	3,1	0,00045	7,3	62
L8 71 L	0,75	2780	2,6	1,7	0,85	0,75	0,65	74,6	75,8	73,1	6,0	3,3	2,9	0,0006	8,3	62
L8 80 L	0,75	2840	2,5	1,64	0,87	0,8	0,68	76,7	76,1	73,3	5,9	2,4	2,2	0,0007	8,2	61
L8 80 L	1,1	2837	3,7	2,4	0,84	0,77	0,65	77,8	78,3	76,4	5,8	2,7	2,4	0,0009	9,7	61
L8 80 L	1,5	2859	5,0	3,2	0,83	0,76	0,62	78,8	80	78,1	7,0	3,2	2,8	0,0011	11,3	61
L8 90 S	1,5	2870	5,0	3,4	0,81	0,72	0,58	80	79,5	75,9	8,0	3,9	4,0	0,0014	12	64
L8 90 L	1,8	2865	6,0	3,6	0,86	0,8	0,69	81,8	82,5	81,4	8,0	3,6	3,6	0,0017	14	64
L8 90 L	2,2	2862	7,3	4,3	0,88	0,83	0,73	82	83	82	7,7	3,7	3,3	0,0021	16	64
L8 100 L	3	2868	10,0	6,3	0,81	0,73	0,59	82,6	82,6	80,1	7,5	3,8	3,9	0,0022	20	66
L8 100 L	3,7	2850	12,5	8	0,85	0,76	0,62	82,7	82,2	77,2	8,6	0,0	0,0	0,0022	21	66
L8 112 M	4	2877	13,3	7,8	0,85	0,78	0,65	86	85,3	83,7	7,8	2,9	2,9	0,0029	24,4	66
L8 112 MG	5,5	2916	18,0	10,5	0,88	0,81	0,71	88,1	86,4	84,7	9,0	3,1	3,5	0,0076	33	66
L8 132 S	5,5	2916	18,0	10,5	0,88	0,81	0,71	88,1	86,4	84,7	9,0	0,0	0,0	0,0076	34,4	72
L8 132 S	7,5	2905	24,5	14,7	0,85	0,78	0,63	88	85,8	83,2	8,7	0,0	0,0	0,0088	39	72
L8 132 M	9	2910	29,5	17,3	0,85	0,8	0,71	87,8	88,5	87,5	8,6	2,5	3,5	0,016	49	72
L8 132 M	11	2944	35,7	20,7	0,86	0,81	0,69	88,2	88,3	86,7	7,5	2,7	3,4	0,018	54	72
L8 160 MP	11	2944	35,7	20,7	0,86	0,81	0,69	88,2	88,3	86,7	7,5	2,7	3,4	0,019	62	72
L8 160 MP	15	2935	48,8	28,4	0,85	0,79	0,71	88,8	89,7	88,6	8,1	3,0	3,5	0,023	72	72
L8 160 L	18,5	2934	60,2	33,7	0,87	0,83	0,75	80,08	90,6	90,0	8,0	3,0	3,3	0,044	88	72
L8 180 MT	22	2938	71,5	39,9	0,87	0,84	0,76	90,8	91,2	90,8	8,1	3,1	3,1	0,052	99	72
L8 200 LT	30	2946	97,2	52,1	0,9	0,87	0,82	91,6	92,1	91,7	8,6	2,7	3,4	0,089	154	73
L8 200 L	37	2950	120	65	0,89	0,87	0,82	92,1	92,6	92,3	7,4	2,6	3,0	0,12	180	73
L8 226 MT	45	2950	146	78	0,9	0,87	0,82	92,6	92,7	92,7	7,5	2,8	3,1	0,14	200	73
L8 250 MZ	55	2956	178	96	0,89	0,86	0,8	92,9	93,6	92,5	8,3	3,1	3,4	0,173	235	78
L8 280 SC	75	2968	241	129	0,9	0,87	0,82	93,6	93,6	93,1	8,5	2,6	3,4	0,39	330	79
L8 280 MC	90	2968	290	154	0,9	0,88	0,83	93,8	94,0	93,6	8,4	2,6	3,3	0,47	375	79
L8 316 SN	110	2964	354	184	0,92	0,9	0,86	94	94,2	93,9	8,6	2,7	3,4	0,55	445	80
L8 316 MP	132	2976	424	227	0,89	0,87	0,82	94,4	94,2	93,1	7,6	2,8	2,9	1,67	715	83
L8 316 MR	180	2976	513	271	0,9	0,88	0,84	94,8	94,6	93,7	7,6	2,9	3,1	1,97	820	83
L8 316 MR'	200	2982	640	350	0,87	0,86	0,82	94,8	94,3	92,9	9,3	3,8	3,9	1,97	845	83

Annexe B



Coefficient d'enroulement C_w

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

Annexe C

Protection des départs-moteurs jusqu'à 250 kW

Protection des départs-moteurs jusqu'à 250 kW

Puissance de moteur (kW)	1,1 ... 110		18,5...250
Compact	NS100	NS160/250	NS400/630
			
Pouvoir de coupure (kA eff)	N	36	45
380/415 V	SX	50	-
	H	70	70
	L	150	150

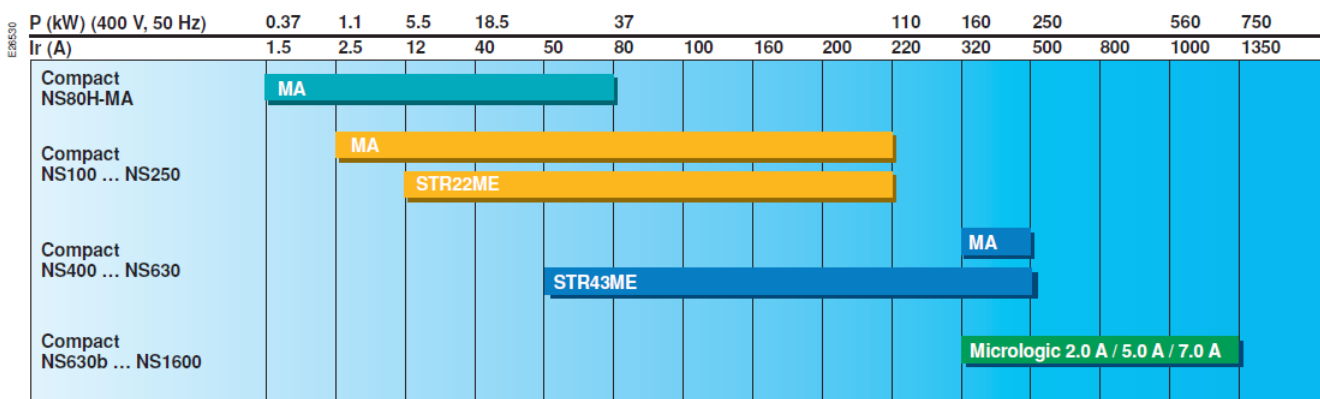
Caractéristiques générales des disjoncteurs page 20

Les disjoncteurs moteurs Compact NS100 à 630 sont les mêmes disjoncteurs que ceux destinés à la protection de la distribution mais équipés de déclencheurs moteurs.

Déclencheurs associés pages 49 à 53

Des déclencheurs magnétiques MA réalisent la protection contre les courts-circuits.
Des déclencheurs électroniques interchangeable ME réalisent la protection contre les courts-circuits, contre les surcharges et contre le déséquilibre de phase.

Choix des protections



Annexe D

La protection différentielle

Disjoncteurs équipés d'un bloc Vigi additionnel (Vigicompact)

courant nominal (A)	100... 630
Vigicompact	NSC100 N NSA160 N/E NS125 E
	NS100 à 250 NS400 et 630



Caractéristiques générales des disjoncteurs

pages 20, 44 et 55

Les disjoncteurs Compact NS100 à 630 et NSA160 sont présentés dans la partie "protection de la distribution", le disjoncteur Compact NSC100 est présenté dans la partie "protection de l'équipement machine".

Blocs Vigi associés

La protection différentielle est obtenue par montage d'un dispositif différentiel résiduel Vigi directement aux bornes de l'appareil.

Annexe E

Protection contre les surcharge

Constituants à associer selon les normes IEC 60947-4-1 et IEC 60947-4-2

Associer soit disjoncteur (colonnes bleu clair), contacteur, démarreur, contacteur, démarreur

Moteur		Démarreur Classe 10	Type de disjoncteur Telemecanique	Calibre	Type de contacteur	Pt	Relais thermique
kW	A						
M1		A1	Q1		KM1, KM2, KM3		F4
0,37	0,98	ATS 01N103FT	GV2 ME05	1	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0306 LRD 05
0,55	1,5	ATS 01N103FT	GV2 ME06	1,6	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0307 LRD 06
0,75	2	ATS 01N103FT	GV2 ME07	2,5	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0308 LRD 07
1,1	2,5	ATS 01N103FT	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0308 LRD 08
		ATS 01N206QN	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0308 LRD 08
1,5	3,5	ATS 01N106FT	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0310 LRD 08
		ATS 01N206QN	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0310 LRD 08
2,2	5	ATS 01N106FT	GV2 ME10	6,3	LC1 K06 ou LC1 D09	265	LR2 K0312 LRD 10
		ATS 01N206QN	GV2 ME10	6,3	LC1 K09 ou LC1 D09	265	LR2 K0312 LRD 10
3	6,5	ATS 01N106FT	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	265	LR2 K0314 LRD 12
		ATS 01N206QN	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	265	LR2 K0314 LRD 12
4	8,4	ATS 01N109FT	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	610	LR2 K0316 LRD 14
		ATS 01N209QN	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	610	LR2 K0316 LRD 14
5,5	11	ATS 01N112FT	GV2 ME16	13	LC1 K12 ou LC1 D12	610	LR2 K0321 LRD 16
		ATS 01N212QN	GV2 ME16	13	LC1 K12 ou LC1 D12	610	LR2 K0321 LRD 16
7,5	14,8	ATS 01N222QN	GV2 ME20	17	LC1 D18	6050	LRD 21
9	18,1	ATS 01N222QN	GV2 ME21	21	LC1 D25	6050	LRD 21
11	21	ATS 01N222QN	GV2 ME22	23	LC1 D25	6050	LRD 22
15	28,5	ATS 01N232QN	GV2 ME32	32	LC1 D32	7200	LR2 D3353
18,5	35	ATS 01N244Q	GV3 ME40	40	LC1 D38	8000	LR2 D3355
22	42	ATS 01N244Q	GV3 ME63	63	LC1 D50	8000	LR2 D3357
30	57	ATS 01N272Q	GV3 ME63	63	LC1 D65	9000	LR2 D3359
37	69	ATS 01N272Q	GV3 ME80	80	LC1 D80	9000	LR2 D3363
45	81	ATS 01N285Q	GV7 RE100	100	LC1 D95	9000	LR2 D3365

Annexe F

Contacteur tripolaire avec raccordement par vis-étriers

Contacteurs tripolaires avec raccordement par vis-étriers

puissances normalisées des moteurs triphasés 50/60 Hz en catégorie AC-3 ($\theta \leq 60^\circ\text{C}$)							courant assigné d'emploi en AC-3 jusqu'à A	contacts auxiliaires instantanés	référence de base à compléter par le repère de la tension (1) fixation (2)					
220 V kW	380 V kW	415 V kW	440 V kW	500 V kW	660 V kW	1000 V kW			vis	ressort	tensions usuelles			
2,2	4	4	4	5,5	5,5		9		LC1 D09** (4)	LC1 D09** (4)	B7	P7	BD	BL
3	5,5	5,5	5,5	7,5	7,5		12		LC1 D12** (4)	LC1 D123** (4)	B7	P7	BD	BL
4	7,5	9	9	10	10		18		LC1 D18** (4)	LC1 D183** (4)	B7	P7	BD	BL
5,5	11	11	11	15	15		25		LC1 D25** (4)	LC1 D253** (4)	B7	P7	BD	BL
7,5	15	15	15	18,5	18,5		32		LC1 D32** (4)	LC1 D323** (4)	B7	P7	BD	BL
9	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5		38		LC1 D38** (4)	LC1 D383** (4)	B7	P7	BD	BL
11	18,5	22	22	22	30	22	40		LC1 D40** (4)		B7	P7	BD	
15	22	25	30	30	33	30	50		LC1 D50** (4)		B7	P7	BD	
18,5	30	37	37	37	37	37	65		LC1 D65**		B7	P7	BD	
22	37	45	45	55	45	45	80		LC1 D80**		B7	P7	BD	
25	45	45	45	55	45	45	95		LC1 D95**		B7	P7	BD	
30	55	59	59	75	80	75	115		LC1 D115**		B7	P7	BD	
40	75	80	80	90	100	90	150		LC1 D150**		B7	P7	BD	

(1) Tensions du circuit de commande préférentielles.
Courant alternatif

volts	24	48	115	230	400	440	500
LC1 D09... D150 (bobines D115 et D150 antiparasitées d'origine)							
50/60 Hz	B7	E7	FE7	P7	V7	R7	
LC1 D40... D115							
50 Hz	B5	E5	FE5	P5	V5	R5	S5
60 Hz	B6	E6				R6	

Annexe G

Caractéristique démarreur ATA 01N285Q



Tension d'alimentation triphasée : 230...690 V 50/60 Hz

Moteur							Démarreur		
Puissance moteur (1)							Courant nominal	Référence	Masse
230 V	230 V	400 V	400 V	460 V	575 V	690 V			
kW	HP	kW	HP	HP	HP	kW			
7,5	10	15	15	20	30	30	32	ATS 01N230LY	2,400
11	15	22	25	30	40	37	44	ATS 01N244LY	2,400
18,5	25	37	40	50	60	55	72	ATS 01N272LY	3,800
22	30	45	50	60	75	75	85	ATS 01N285LY	3,800

Tension d'alimentation triphasée : 400 V 50/60 Hz

Moteur		Démarreur		
Puissance moteur (1)		Courant nominal	Référence	Masse
kW	HP			
22	25	44	ATS 01N244Q	2,400
37	40	72	ATS 01N272Q	3,800
45	50	85	ATS 01N285Q	3,800

Accessoires

Désignation	Utilisation pour démarreur	Référence	Masse kg
Platine pour montage rapide sur profilé DIN	ATS 01N230LY, ATS 01N244●	VY1 H4101	–
Pièce d'adaptation pour montage sur profilé \square DZ5 MB	ATS 01N103FT, ATS 01N106FT	RHZ 66	0,005
Contact auxiliaire, permet d'avoir l'information moteur pleine tension	ATS 01N2●●●LY, ATS 01N2●●●Q	LAD 8N11	–

(1) Puissances normalisées des moteurs, puissances HP indiquées suivant la norme UL 508.

Annexe H

Roulements à une rangée de rouleaux cylindrique

Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques
Types N, NU, NF, NP, NJ, NUP, NUJ, et NH.

φ d (mm)	Type	Dimensions (mm)								Vitesses lin. (tr/mm)		Cap. de ch. (daN)		Masse (kg)	
		D	B	Dr	dr	di	Ri	riemin	remin	Lubrification graissage huile	Dyn. C	Stat. Co			
55	2210	90	23	-	60.4	64.6	5	1.1	1.1	6500	7800	6400	7350	0.580	
	2210E	90	23	-	59.5	64.1	5	1.1	1.1	6400	7700	7950	9150	0.632	
	2310	110	40	-	65.0	71.0	8	2.0	2.0	5400	6500	12000	13100	1.690	
	2310E	110	40	-	65.0	71.4	8	2.0	2.0	5400	6500	16200	18700	1.850	
	310	110	27	95.0	65.0	71.0	8	2.0	2.0	5600	6700	8650	8600	1.170	
	310E	110	27	-	65.0	71.4	8	2.0	2.0	5400	6500	11000	11300	1.300	
	410	130	31	110.0	70.8	76.8	9	2.1	2.1	5000	6000	13800	13600	2.050	
	1011	90	18	80.5	64.5	-	-	1.0	1.1	7500	9000	3600	4150	0.449	
	211	100	21	88.5	65.5	70.8	6	1.5	1.5	6300	7500	5800	5200	0.634	
	211E	100	21	-	66.0	70.9	6	1.1	1.5	5800	7000	8250	9300	0.710	
	2211	100	25	-	66.5	70.6	6	1.1	1.5	6200	7400	7500	8700	0.780	
	2211E	100	25	-	66.0	70.9	6	1.1	1.6	5800	7000	6700	11400	0.870	
	2311	120	43	-	70.5	77.2	9	2.0	2.0	4800	5600	14800	15200	2.100	
	2311E	120	43	-	70.3	77.6	9	2.0	2.0	4800	5600	20100	23300	2.350	
60	311	120	29	104.5	70.5	77.2	9	2.0	2.0	5000	6000	11000	11600	1.430	
	311E	120	29	-	70.5	77.6	9	2.0	2.0	4800	5600	13700	14300	1.620	
	411	140	33	117.2	77.2	85.2	10	2.1	2.1	4800	5500	13900	13800	2.540	
	1012	95	18	85.5	69.5	-	-	1.0	1.1	6700	8000	3700	4400	0.484	
	212	110	22	97.5	73.5	78.4	6	1.5	1.5	5600	6700	6050	7500	0.835	
	212E	110	22	-	72.0	77.7	6	1.5	1.5	5000	6000	9750	10700	0.921	
	2212	110	28	-	73.5	78.4	6	1.5	1.5	5300	6300	9600	11600	1.070	
	2212E	110	28	-	72.0	77.7	6	1.5	1.5	5000	6000	12100	15700	1.230	
	2312	130	46	-	77.0	84.2	9	2.1	2.1	4300	5000	16800	18800	2.690	
	312	130	31	113.0	77.0	84.2	9	2.1	2.1	4800	5800	12300	12600	1.820	
	312E	130	31	-	77.0	84.5	9	2.1	2.1	4200	4800	15000	15700	2.050	
	412	150	35	127.0	83.0	91.8	10	2.1	2.1	4300	5000	16700	16800	3.050	
	65	1013	100	18	90.5	74.5	-	-	1.0	1.1	6300	7500	3800	4650	0.514
		213	120	23	105.6	79.6	84.8	6	1.5	1.5	5300	6300	8350	9450	1.060
213E		120	23	-	78.5	84.5	6	1.5	1.5	4800	5600	10700	11900	1.180	
2213		120	31	-	79.6	84.8	6	1.5	1.5	4800	5600	12000	14900	1.430	
2213E		120	31	-	78.5	84.5	6	1.5	1.5	4800	5600	14900	19100	1.650	
2313		140	48	-	83.5	91.0	10	2.1	2.1	4000	4800	18700	21200	3.250	
2313E		140	48	-	82.5	90.6	10	2.1	2.1	3800	4500	24700	28700	3.560	
313		140	33	121.5	83.5	91.0	10	2.1	2.1	4500	5300	13500	13900	2.270	
313E		140	33	-	82.5	90.6	10	2.1	2.1	3800	4500	18000	19100	2.550	
413		160	37	135.1	89.3	98.5	11	2.1	2.1	4000	4800	19500	20300	3.680	

Annexe I

Roulements à une rangée de rouleaux cylindrique

Roulements à une rangée de rouleaux cylindriques
Types N, NU, NF, NP, NJ, NUP, NUJ, et NH.

Ø d (mm)	Type	Dimensions (mm)								Vitesses lim. (tr/min)		Cap. de ch. (daN)		Masse (kg)
		D	B	Dr	dr	d1	B1	r1min	r2min	Lubrification graisse huile	Dyn. C	Stat. Co		
17	203	40	12	33.9	22.9	25.5	3	1.0	0.5	17000	20000	1260	795	0.080
	303	47	14	39.1	25.1	29.4	3	1.5	1.0	14000	17000	1570	1360	0.120
20	204	47	14	40.0	27.0	30.0	3	0.6	1.0	15000	18000	1540	1270	0.112
	204E	47	14	-	26.5	29.8	3	0.6	1.0	13000	16000	2570	2260	0.124
	2204	47	18	-	27.0	30.0	3	0.6	1.0	14000	17000	2060	1870	0.144
	2204E	47	18	-	26.5	29.8	3	0.6	1.0	13000	16000	3050	2830	0.162
	2304	52	21	-	28.5	31.8	4	0.6	1.1	11000	13000	3050	2720	0.211
	2304E	52	21	-	27.5	31.4	4	0.6	1.1	10000	12000	4200	3850	0.240
	304	52	15	44.5	28.5	31.8	4	0.6	1.1	12000	14000	2070	1730	0.154
	304E	52	15	-	27.5	31.4	4	0.6	1.1	10000	12000	3150	2690	0.175
25	1005	47	12	41.5	30.5	-	-	0.3	0.6	15000	18000	1430	1310	0.086
	205	52	15	45.0	32.0	35.0	3	0.6	1.0	12000	15000	1750	1570	0.133
	205E	52	15	-	31.5	34.8	3	0.6	1.0	10000	12000	2930	2770	0.153
	2205	52	18	-	32.0	35.0	3	0.6	1.0	13000	16000	2430	2350	0.163
	2205E	52	18	-	31.5	34.8	3	0.6	1.0	10000	12000	3500	3450	0.185
	2305	62	24	-	35.0	39.0	4	1.1	1.1	9300	11000	4250	4100	0.340
	2305E	62	24	-	34.0	38.2	4	1.1	1.1	8500	10000	5700	5600	0.390

Résumé

Ce projet de fin d'étude consiste à une étude électrique et mécanique d'un convoyeur à bande afin d'augmenter sa charge de 2000 t/h jusqu'à 3000 t/h à l'unité des silos du complexe de CEVITAL.

Pour cela on a procédé à une étude mécanique de tous les éléments du convoyeur afin de vérifier leurs résistances pour une charge de 3000 t/h, et après cette étude on a remarqué que ces derniers peuvent supporter la nouvelle charge.

Pour le système d'entraînement, on a choisi un moteur électrique à cage d'écureuil selon le cahier de charge du convoyeur et un mode de démarrage progressif pour le moteur.

Pour terminer on a élaboré une politique de maintenance et un système de protection pour le convoyeur et le moteur.