

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Abderrahmane Mira - Bejaia



Faculté de Technologie

Département Génie Electrique

Mémoire de fin de cycle

*En vue d'obtention du
Diplôme de master en Electrotechnique*

Option : Electromécanique

Thème

*Etude électromécanique du convoyeur TB21A
afin d'optimiser son débit*

Réalisé par :

Mr. KHELFA

Imad

Mr. OTMANI

Redha

Promoteurs:

Mr. GHEDAMSI Kaci

Mr. KHASSA Nabil

Mr. GUELMINE Rabeh

2014/2015

Remerciements

Avant toute chose, nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir aidé et éclairé le chemin pour la réalisation de ce modeste mémoire.

*Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur **Mr GHEDAMSI Kaci** qui nous a apporté une aide précieuse. Nous lui exprimons notre gratitude pour sa grande disponibilité ainsi que pour sa compréhension et les encouragements qu'il nous a apportés...*

*Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à **Mr A/ OUAHAB**, ex chef de département maintenance à l'unité silos Cevital qui nous a proposé le thème de projet de fin d'étude.*

*Nous remercions aussi nos Co-promoteurs **Mr N.KHASSA** et **Mr R.GUELMINE** pour leurs accueils et leurs encadrements durant toute la période de stage. C'est également pour nous une occasion de faire part de toute notre gratitude à tout le personnel de l'unité de silos du complexe Cevital pour sa disponibilité et son accueil chaleureux.*

Nos remerciements vont aussi à tous nos enseignants qui ont contribué à notre formation et à tous les membres du jury qui ont accepté de juger notre travail.

Nous tenons à exprimer toute notre gratitude à l'ensemble des personnes qui ont contribué, chacune à sa manière, à l'accomplissement de ce travail.

Dédicace

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.

☉ *A ma très chère Mère et à mon cher Père ;*

☉ *A mes frères et mes sœurs ;*

☉ *A mon cher Ami et Co-binôme Imad pour tous les moments de joies et de peines qu'on a passé ensemble, A sa Famille aussi ;*

☉ *A tous mes amis que j'ai connu le long de mes études ;*

☉ *A mes collègues du groupe électromécanique ;*

☉ *A tous les proches que j'ai mentionné et les autres que j'ai oublié veuillez m'excuser.*

Je vous remercie tous

OTMANI REDHA

Dédicace

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.

☉ *A ma très chère Mère et à mon cher Père Kamal ;*

☉ *A mon frère Faouzi, et mes sœurs Lydia et Meriam;*

☉ *A mon cher Ami et Co-binôme Redha pour tous les moments de joies et de peines qu'on a passé ensemble, A sa Famille aussi ;*

☉ *A ma fiancée feyrouz qui est la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance ;*

☉ *A tous mes amis que j'ai connu le long de mes études ;*

☉ *A mes collègues du groupe électromécanique ;*

☉ *A tous les proches que j'ai mentionné et les autres que j'ai oublié veuillez m'excuser.*

Je vous remercie tous

KHELFA IMAD

Table des matières

Introduction générale	1
------------------------------------	---

I Présentation de complexe Cevital et de la direction des opérations portuaires :

I.1 Présentation du complexe Cevital de Bejaia :.....	3
I.1.1 Historique de l'entreprise :.....	3
I.1.2 Situation géographique :.....	4
I.2 Présentation de la DOP :.....	5
I.2.1 Les moyens disponibles au niveau de la DOP :.....	5
I.2.2 Organigramme de complexe Cevital :.....	6
I.2.3 Les différents équipements de l'installation de la DOP :.....	6
I.2.4 Circuit de déchargement :.....	7
I.3 Aperçu sur les convoyeurs :.....	7
I.3.1 Définition d'un convoyeur :.....	7
I.3.2 Composants et leur dénomination :.....	8
I.3.3 Instrumentation:.....	9
I.3.4 La bascule de pesage :.....	10
I.3.5 Eléments de dépoussiérage :.....	11
I.3.5.1 Aspirateur :.....	11
I.3.5.2 Filtres :	11
I.3.5.3 Ecluse:.....	11
I.3.6 Chariot verseur :.....	11
I.4 Problématique :.....	12

II Etudes du système fonctionnant à débit 320 t/h :

Partie I

II.1 Caractéristiques de convoyeur TB 21A et de produit transporté :.....	14
II.1.1 Caractéristiques de produit transporté :.....	14

TABLES DES MATIÈRES

II.1.2	Caractéristiques du convoyeur :.....	15
II.2	Calcul de la bande transporteuse :.....	16
II.2.1	Calcul de la largeur de la bande :.....	16
II.3	Les stations supports:.....	18
II.3.1	Ecartement des stations supports.....	18
II.3.2	Longueur de transition L.....	20
II.4	Les rouleaux :.....	21
II.4.1	Choix du diamètre des rouleaux en fonction de la vitesse :.....	21
II.5	Effort tangentiel :.....	22
II.6	Définition des tensions :.....	25
II.6.1	Calcul des tensions sur les brins de la bande :.....	25
II.6.2	Calcul des tensions de la bande en endroits critiques du convoyeur :.....	27
II.7	Dimensionnement des tambours :.....	28
II.7.1	Calcul des diamètres des tambours :.....	29
II.7.2	La masse des tambours :.....	29
II.8	Calcul de la puissance du TB21A :.....	31
II.9	Dimensionnement des axes des tambours :.....	31
II.9.1	Calcul du diamètre de l'axe du tambour moteur :.....	31
II.9.2	Calcul du diamètre de l'axe du tambour de renvoi.....	33
II.9.3	Calcul du diamètre de l'axe du tambour de contrainte :.....	35
II.10	Calcul des roulements.....	35
II.10.1	Choix des roulements :.....	36
II.10.2	Capacité de charge dynamique c et statique c_0 :.....	36
II.10.3	Charge équivalente p :.....	36
II.10.4	La durée de vie des roulements :.....	36
II.10.5	Calcul des roulements pour l'axe du tambour moteur :.....	37
II.10.6	Calcul des roulements pour l'axe du tambour de renvoi.....	38
II.10.7	Calcul des roulements pour l'axe du tambour de contrainte.....	39
Partie II		
II.11	Le motoréducteur:.....	41
II.11.1	Etude du moteur:.....	43
II.11.1.1	Machine asynchrone	43
II.11.1.2	Choix du moteur:.....	44
II.11.1.3	Critères de choix :.....	44
II.11.1.4	Services de fonctionnement :.....	45
II.12	Caractéristiques mécaniques d'une machine asynchrone :.....	46
II.12.1	Couple mécanique en fonction de la vitesse :.....	46
II.12.2	Les données du convoyeurs:.....	46
II.12.3	Calcul de couple de charge:.....	46
II.12.4	Vérification de la puissance :.....	47

II.12.5 Détermination de la puissance nominale en fonction des Services.....	48
II.13 Etude de réducteur :.....	49
II.13.1 La vitesse sur l'arbre du moteur :.....	49
II.13.2 Le couple nominale sur l'arbre de sortie du réducteur :.....	49

III Etude électromécanique de système fonctionnant à 500T/h:

Partie I

Etude mécanique.....	52
III.1 Caractéristiques de convoyeur TB21A.....	52
III.1.1Caractéristique de produit transporté.....	52
III.2 Calcul de la largeur de la bande :.....	52
III.3 Ecartement des stations supports	52
III.3.1 Longueur de transition L	52
III.4 Les rouleaux :.....	53
III.4.1 Choix du diamètre des rouleaux en fonction de la vitesse :.....	53
III.5 Effort tangentiel :.....	53
III.6 Définition des tensions sur les brins de la bande pour 500 t/h.....	54
III.6.1 Calcul des tensions sur les brins de la bande :.....	54
III.6.2 Calcul des tensions de la bande en endroits critiques du convoyeur :.....	54
III.7 Dimensionnement des tambours	54
III.7.1 Calcul des diamètres des tambours :.....	54
III.7.2 La masse des tambours :.....	54
III.8 Calcul de la puissance du TB21A pour la nouvelle charge :.....	55
III.9 Dimensionnement des axes des tambours :.....	55
III.9.1 Tambour commande :.....	55
III.9.2 Tambour de renvoi.....	56
III.9.3 Tambour de contrainte :.....	56
III.10 Calcul des roulements.....	57

Partie II

III.11 Etude électrique :.....	58
III.11.1 Les données du convoyeurs TB21A à 500 t/h :.....	58
III.11.2 Calcul de couple de charge pour 500 t/h	58
III.11.3 La vitesse sur l'arbre du moteur :.....	59
III.11.4 Le couple nominal sur l'arbre de sortie du réducteur	59
III.11.5 Vérification de la puissance pour le débit 500 t/h :.....	60
III.11.5.1 Calcul du couple accélérateur et du temps de démarrage :...60	
III.11.5.2 Détermination de la puissance nominale en fonction des services.....	60
III.11.6 Calcule de glissement :.....	60
III.11.7 Calcul de la puissance absorbée par le moteur :.....	61

III.11.8	Point de fonctionnement du moteur en charge :.....	61
III.11.9	Les différents démarrages des moteurs asynchrones :.....	61
III.11.10	Comparaison entre les différents types de démarrages :	62
III.11.11	Choix de mode de démarrage :.....	64
III.11.12	principe de fonctionnement de démarreur progressif :.....	64
III.11.13	Caractéristique de démarreur ATS 01N244Q :.....	65
III.11.14	Avantages du démarreur progressif ATS 01N244Q :.....	66
III.12	Analyse et perspective :.....	66
III.12.1	Le variateur de vitesse dans un système d'entraînement :.....	66
III.12.2	Choix de variateur :.....	68
III.12.3	Description de variateur proposé :.....	68
III.13	Les différents circuits de convoyeur TB21A :.....	69
IV	Maintenance des équipements de convoyeur TB21A	
IV.1	Aperçu historique :.....	72
IV.2	Les différents types de la maintenance :.....	72
IV.2.1	Maintenance préventive :.....	72
IV.2.1.1	Les tâches à faire après chaque déchargement navire :.....	72
IV.2.1.2	Les tâches à faire chaque trois mois :.....	73
IV.2.2	Maintenance corrective :.....	73
IV.3	Gestion de la maintenance assistée par ordinateur(GMAO) :.....	73
IV.3.1	Définition de la GMAO :.....	73
IV.3.2	La GMAO au sein de Cevital :.....	74
IV.4	Dispositifs de protection des équipements :.....	74
IV.4.1	Les disjoncteurs :.....	74
IV.4.1.1	Le disjoncteur à déclenchement électromagnétique :.....	74
IV.4.1.2	Le disjoncteur à déclenchement thermique :.....	75
IV.4.1.3	Le disjoncteur magnétothermique :.....	75
IV.4.1.4	Le disjoncteur différentiel (DDR) :.....	76
IV.5	Choix de disjoncteur :.....	77
IV.5.1	Calcul des courants de court-circuit :.....	77
IV.5.2	Calcul de courant de court-circuit pour dimensionner le disjoncteur magnétothermique :.....	79
IV.6	Les relais thermiques :.....	85
IV.6.1	Choix de relais thermique pour le moteur 22KW :.....	85
IV.7	Dispositifs de commande (interruption) des équipements :.....	86
IV.7.1	Les contacteurs :.....	86
IV.7.1	Choix de contacteur :.....	87
	Conclusion Générale	88
	Bibliographie	89

Annexe

A Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage $\varnothing = 70 \text{ mm}$	I
B Roulement à rotule sur rouleaux avec manchon de serrage $\varnothing = 70 \text{ mm}$	II
C Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage $\varnothing = 60 \text{ mm}$	III
D Roulement à rotule sur rouleaux avec manchon de serrage $\varnothing = 60 \text{ mm}$	IV
E Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage $\varnothing = 50 \text{ mm}$	V
F Roulement à rotule sur rouleaux avec manchon de serrage $\varnothing = 50 \text{ mm}$	VI
G Récapitulatif des principaux symboles des circuits électriques (1 ^{er} page)	VII
H Récapitulatif des principaux symboles des circuits électriques (2 ^{ème} page)	VIII
I Protection départ moteur jusqu'à 37 KW	IX
J Références relais tripolaires thermique série D	X
K Contacteur tripolaire pour moteur triphasé, catégorie AC-3	XI
L Démarreur progressif pour moteur de 15 à 75 kW	XII
M Les protections associées à chaque démarreur de classe F	XIII
N Circuit de commande de TB21A	XIV
O Circuit de puissance de TB21A	XV
P Circuit de sécurité de TB21A	XVI
Q Circuit d'arrêt d'urgence de TB21A	XVII

Table des figures

I.1 Plan de masse du complexe Cevital.....	4
I.2 Organigramme de complexe Cevital.....	6
I.3 Schéma de principe d'un convoyeur à bande.....	8
I.4 Schéma de principe de la sécurité bourrage.....	9
I.5 Schéma de principe de la sécurité « déport de bande ».....	10
I.6 Schéma de principe de la sécurité « arrêt d'urgence ».....	10
II.1 Angle d'éboulement.....	14
II.2 Angle de talutage.....	15
II.3 Angle de talutage en fonction de l'angle d'éboulement.....	15
II.4 Plan de convoyeur TB21A.....	15
II.5 Angle de station et largeur de la bande.....	16
II.6 Coefficient K en fonction de l'angle d'inclinaison δ	17
II.7 Ecartement des stations supports.....	19
II.8 Longueur de transition.....	20
II.9 Stations de transition.....	20
II.10 Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande et de l'inclinaison des rouleaux latéraux.....	20
II.11 Tensions exercées sur la bande au niveau de tambour de commande.....	25
II.12 Présentation des forces T_0 et T_3	27
II.13 Présentation des différents tambours du convoyeur.....	28
II.14 Principales données nécessaires à la conception d'un tambour.....	28

Table des figures

II.15 Les tensions appliquées sur le tambour de commande.....	32
II.16 Distance entre les supports et les flasques du tambour.....	32
II.17 Tensions appliquées sur les tambours de renvoi, contrainte.....	34
II.18 Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage.....	37
II.19 Vue générale d'un motoréducteur.....	41
II.20 La vue en coupe de la machine asynchrone.....	43
II.21 Schéma d'une chaîne de transmission.....	44
II.22 Caractéristique du couple mécanique et d'intensité en fonction de la vitesse.....	46
III.1 Point de fonctionnement de moteur en charge.....	61
III.2 Schémas de montage de démarreur ATS01N244Q.....	65
III.3 Caractéristique couple-vitesse.....	67
III.4 La variation du couple pour différents régimes.....	68
III.5 Altivar 212.....	69
IV.1 Méthodes de maintenance.....	74
IV.2 Constitution de disjoncteur électromagnétique.....	75
IV.3 Constitution de disjoncteur thermique.....	75
IV.4 Schéma de disjoncteur magnétothermique.....	76
IV.5 Schémas d'un DDR.....	76
IV.6 Principe de disjoncteur différentiel.....	77
IV.7 Relais thermique.....	85
IV.8 Contacteur.....	86
IV.9 Symbolisation partie puissance.....	86
IV.10 Symbolisation partie commande.....	86

Liste des tableaux

II.1	Caractéristiques du sucre brut	14
II.2	Caractéristique du TB21A.....	16
II.3	Débit-volume avec stations-supports en auge à 3 rouleaux	18
II.4	Ecartement des stations supérieures et inférieures.....	19
II.5	Diamètre recommandé pour les rouleaux.....	21
II.6	Coefficient de résistance fixe.....	23
II.7	Coefficient de résistance passive.....	23
II.8	Coefficient de frottement interne en fonction de la vitesse.....	23
II.9	Poids des parties tournantes des stations (supérieures/inférieures).....	24
II.10	Valeur du coefficient C_w en fonction de l'arc d'enroulement.....	26
II.11	Diamètres minimaux recommandés pour les bandes.....	31
II.12	Coefficient de frottement des bandes, rouleau.....	38
II.13	Comparaison entre les caractéristiques fournies et les calculs théoriques réalisés.....	40
II.14	Caractéristiques de moteur du transporteur TB 21A.....	42
II.15	Caractéristiques techniques de réducteur de vitesse de TB21A.....	42
II.16	Plaque signalétique de moteur du convoyeur TB21A.....	47
III.1	Calculs des roulements.....	57
III.2	Comparaison entre les caractéristiques fournies et les calculs théoriques réalisés	57

III.3 Plaque signalétique de moteur du convoyeur TB21A pour 500 t/h de type SEW USOCOME.....	59
III.4 Démarrage progressif.....	62
III.5 Les caractéristiques des divers procédés de démarrage.....	63
III.6 Le principe de fonctionnement du démarreur progressif.....	64
IV.1 Méthode de calcul des courants de court-circuit.....	81
IV.2 Impédances du réseau amont ramenées au secondaire du Transformateur.....	82
IV.3 Courant de court-circuit maximal en aval d'un transformateur MT/BT.....	82
IV.4 Calcul de courant de court-circuit.....	84
IV.5 Catégorie de choix des contacteurs.....	87

Liste des abréviations

TB21A : Transporteur à bande 21A.

ρ_s : La masse volumique de sucre.

θ : L'angle d'éboulement de sucre brut.

β : L'angle de talutage.

Q_v : Le débit volume.

Q_m : Le débit-masse.

V : Vitesse de la bande.

K : Coefficient d'inclinaison de convoyeur.

K_1 : Coefficient de correction.

δ : L'angle d'inclinaison du convoyeur.

λ : L'angle d'inclinaison des stations supérieures.

a_0 : La distance entre deux stations-support pour le brin supérieur.

a_u : La distance entre deux stations inférieures.

a_i : L'écartement aux points de chargement.

L_t : La longueur de transition.

D : Diamètre des rouleaux.

N : La vitesse de rotation.

F_u : L'effort tangentiel total.

F_a : Effort tangentiel pour déplacer la bande du brin supérieur.

F_r : Effort tangentiel pour déplacer la bande du brin inférieur.

C_q : Coefficient de résistance fixe.

L : L'entre axe.

C_t : Coefficient de résistance passive.

Liste des abréviations

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

q_b : Poids de la bande par mètre linéaire.

q_G : Poids du produit transporté par mètre linéaire.

q_{RO} : Poids des parties tournantes supérieures.

g : La gravité.

P_{prs} : Poids des pièces tournantes supérieures

P_{pri} : Poids des pièces tournantes inférieures.

H : La hauteur de TB21A.

T_1 : Tension sur le brin supérieur de la bande.

T_2 : La tension sur le brin inférieur de la bande.

f_a : Coefficient de frottement entre la bande et le tambour.

C_w : Coefficient d'enroulement.

T_3 : Tension relative à la sortie du tambour de renvoi.

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

T_g : Tension de la bande au point de raccordement au dispositif de tension.

T_{max} : Tension maximale de la bande.

a_g : Distance entre les supports et les flasques du tambour.

ρ_m : Masse volumique.

V_t : Le volume du tambour.

D_{1t} : Diamètre extérieur du tambour.

D_{2t} : Diamètre intérieur du tambour.

L_{ta} : Longueur de tambour.

e_m : L'épaisseur du tambour.

m_t : La masse du tambour.

C_f : Coefficient de frottement des bandes, rouleau.

Liste des abréviations

G_m : Le poids de la bande et des parties tournantes des tambours moteur et de renvoi.

P_g : La puissance globale du convoyeur.

C_p : La résultante des tensions.

M_f : Le moment de torsion.

M_{if} : Le moment fléchissant idéal.

W : Le module de résistance.

σ_{am} : La contrainte admissible de l'acier XC38.

d : Diamètre de l'axe du tambour.

B : La largeur du roulement.

C : La charge dynamique de base.

C_0 : La charge statique de base.

A : Charge axial.

R : Charge radiale.

P : La charge équivalente.

L_{10} : Durée de vie du roulement en millions de tours.

L_{10h} : Durée de vie du roulement en heures.

C_{ch} : Couple à la sortie de réducteur.

C_1 : Le couple de charge ramené à l'arbre moteur.

IP : Le degré de protection.

U_n : La tension nominale.

I_n : Le courant nominal.

P_n : La puissance nominale.

P_a : La puissance apparente.

η : Le rendement.

C_n : Le couple nominale.

C_r : Le couple résistant.

Liste des abréviations

C_u : Le couple utile.

I_d : Courant de démarrage.

C_m : Couple maximum.

C_d : Couple de démarrage.

R_r : Rapport de réduction.

C_{ns} : Le couple nominal sur l'arbre de sortie du réducteur.

t_d : Le temps de démarrage.

g : Glissement.

N_e : La vitesse à l'entrée du réducteur.

N_s : La vitesse à la sortie du réducteur.

P_b : La puissance de convoyeur TB21A.

N_m : La vitesse de rotation de tambour moteur.

P_1 : Puissance de moteur.

N_n : La vitesse nominale de moteur.

C_a : Couple d'accrochage.

C_{moy} : Couple accélérateur moyen.

J_N' : Moment d'inertie de réducteur.

J_N : Moment d'inertie.

J_{Nt} : Moment d'inertie totale.

P_{nv} : Puissance nominale vérifié.

n : Nombre de démarrage (équivalents) par heure.

f_{dm} : Facteur de marche.

I_{cc} : Courant de court-circuit.

U_0 : Tension entre phase à vide au secondaire du transformateur MT/BT.

Z_t : Impédance totale par phase du réseau amont du défaut.

P_{cc} : Puissance de court-circuit du réseau HT.

Liste des abréviations

Z_{tr} : Impédance de transformateur.

S_n : Puissance assignée du transformateur.

U_{cc} : Tension de court-circuit du transformateur.

P_{cu} : Pertes cuivre du transformateur.

X_d : La réactance de disjoncteur.

R_b : Résistance de jeu de barre.

X_b : La réactance de jeu de barre.

l : Longueur de câble.

s : Section de câble.

R_c : La résistance de câble.

X_c : La réactance de câble.

Z_g : L'impédance de générateur.

S_{cc} : Puissance apparente de transformateur en court-circuit.

X_{Tr} : Réactance de transformateur.

R_m : Résistance de moteur.

X_m : Réactance de moteur.

Z_{ds} : Impédance de disjoncteur.

Z_b : Impédance de jeu de barre.

P_{dc} : Pouvoir de coupure.

Introduction générale

Au cours de la phase d'étude d'un projet de manutention de matières brutes ou de produits finis, le choix du mode de transport doit privilégier la solution présentant le meilleur rapport coût/efficacité en fonction du volume de produits transporté, du matériel et de sa maintenance, de sa souplesse d'adaptation et de son aptitude à transporter diverses charges et même à accepter des périodes de surcharge. Quoiqu'il en soit, la méthode qu'en a suivie pour la conception du convoyeur TB21A n'a pas la prétention d'être le « livre sacré » de conception des convoyeurs à bande, le but est de fournir certains critères utilisés au choix des composants les plus importants, ainsi que des calculs permettant de déterminer les bonnes dimensions.

Le convoyeur à bande a pour fonction de transporter en continu des produits en vrac mélangés ou homogènes, à savoir tous les matériaux en général notamment ; les minerais et ce dans tous les secteurs industriels, parmi les autres systèmes de transport les plus compétitifs on distingue le transport par camion. Par rapport à ce dernier et selon les charges à transporter, les grands convoyeurs à bande peuvent représenter une économie de 40% à 60% par rapport au transport routier [Con 09].

Le convoyeur à bande TB21A, sis à l'unité silos du complexe Cevital à fait l'objet de notre recherche, pour réaliser cette dernière on a réparti notre travail en quatre chapitres :

Le premier chapitre englobe une présentation générale de complexe Cevital, et de la direction des opérations portuaires (DOP), cette dernière supervise le circuit de déchargement de la matière première du bateau aux points de stockages et compris l'acheminement jusqu'aux raffineries. Ainsi un aperçu sur les convoyeurs et leurs composants.

Dans le deuxième chapitre on va faire une étude électromécanique concernant la conception de convoyeur TB21A tel qu'il fonction à débit 320 t/h.

Pour étudier le système proposé, qui consiste à augmenter le débit de 320 t/h à 500 t/h on a réservé tous le chapitre trois, se dernier contiens deux parties, une partie mécanique et une partie électrique.

L'identification de la nature des défauts contre lesquels on doit protéger les équipements de convoyeur TB21A font la raison d'adjoindre un quatrième chapitre, dans le but d'élaborer un plan de la maintenance.

Enfin, une conclusion générale dans laquelle on fera le point sur le travail réalisé et l'approche adoptée.

Chapitre I

Présentation de complexe Cevital et de la direction des opérations portuaires :

Introduction :

Cevital est un complexe de production qui se situe au niveau du nouveau quai de Bejaia. Cevital est parmi les entreprises Algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché.

La direction des opérations portuaires (DOP) est l'une des directions qui constitue la hiérarchie de complexe, elle s'occupe essentiellement du déchargement, stockage et expédition de la matière tels que les céréales, le maïs et le sucre brute.

Ce chapitre se porte sur le complexe Cevital et de la direction des opérations portuaires, ainsi des définitions de quelques concepts sur les convoyeurs.

I.1 Présentation du complexe Cevital de Bejaia [Cev 15]

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. Son complexe de production se situe dans le port de Bejaia et s'étale sur une superficie de 45000 m².

Cevital contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale. Elle vise à satisfaire le marché national et exporter le surplus, en offrant une large gamme de produits de qualité.

En effet, les besoins du marché national sont de 1200 t/J d'huile, l'équivalent de 12 litres par personne et par an. Les capacités actuelles de Cevital sont de 1800 t/J, soit un excédent commercial de 600 t/J.

Les nouvelles données économiques nationales dans le marché de l'agroalimentaire, font que les meilleurs sont ceux qui maîtrisent d'une façon efficace et optimale les coûts, les charges et ceux qui offrent le meilleur rapport qualité/prix. Ceci est nécessaire pour s'imposer sur le marché que Cevital négocie avec les grandes sociétés commerciales internationales. Ses produits se vendent dans différentes villes africaines (Lagos, Niamey, Bamako, Tunis, Tripoli...).

I.1.2 Situation géographique

Cevital est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 Km du sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN 26. Cette situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet, elle se trouve proche du port et l'aéroport.

I.1.3 Activités de Cevital

Lancé en Mai 1998, le complexe Cevital 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 fonctionnelle en Août 1999.

L'ensemble des activités de Cevital est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, de margarine et de sucre et se présente comme suit :

- Raffinage des huiles (1800 tonnes/jour) ;
- Conditionnement d'huile (1400 tonnes/heure) ;
- Production de margarine (600 tonnes/jour) ;
- Fabrication d'emballage (PET) : Poly-Ethylène-Téréphtalate (9600 unités/heure);
- Raffinage du sucre (1600 tonnes/jour) ;
- Stockage des céréales (120000 tonnes) ;
- Cogénération (production de l'énergie électrique avec une capacité 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 du déchargement et du stockage des produits semi-finis (sucre roux, céréales, maïs).

I.2.1 Les moyens disponible au niveau de la DOP

Le stockage de la matière première se fait dans :

- **2 Hangars de stockage** : Les hangars de stockage possèdent une capacité de stockage de 20000 tonnes, l'ancien hangar à une capacité de 50000 tonnes destiné au stockage du soja et le deuxième d'une capacité de 150000 tonnes destiné au stockage du sucre roux.

- **24 Silos de stockage** : Ce sont de grands récipients cylindriques construits en béton d'une capacité de stockage de 5000 tonnes pour chaque cellule, destinés au stockage de sucre roux et les céréales.

- **4 Tours** : Sont construites pour abriter les différents postes de contrôle des différents installations électriques, leur sommet étant le point de départ et d'arrivé des transporteurs à bandes.

- **Une tour de chargement camion** : Est composée de deux stations de chargement indépendante, elle est utilisée pour charger les céréales vers les camions.

- **Une tour de chargement mixte camion-wagons** : Elle contient une seule station de chargement des céréales vers les wagons venant du port.

I.2.2 Organigramme de complexe Cevital

La figure (I.2) représente la hiérarchie de complexe agroalimentaire de Cevital.

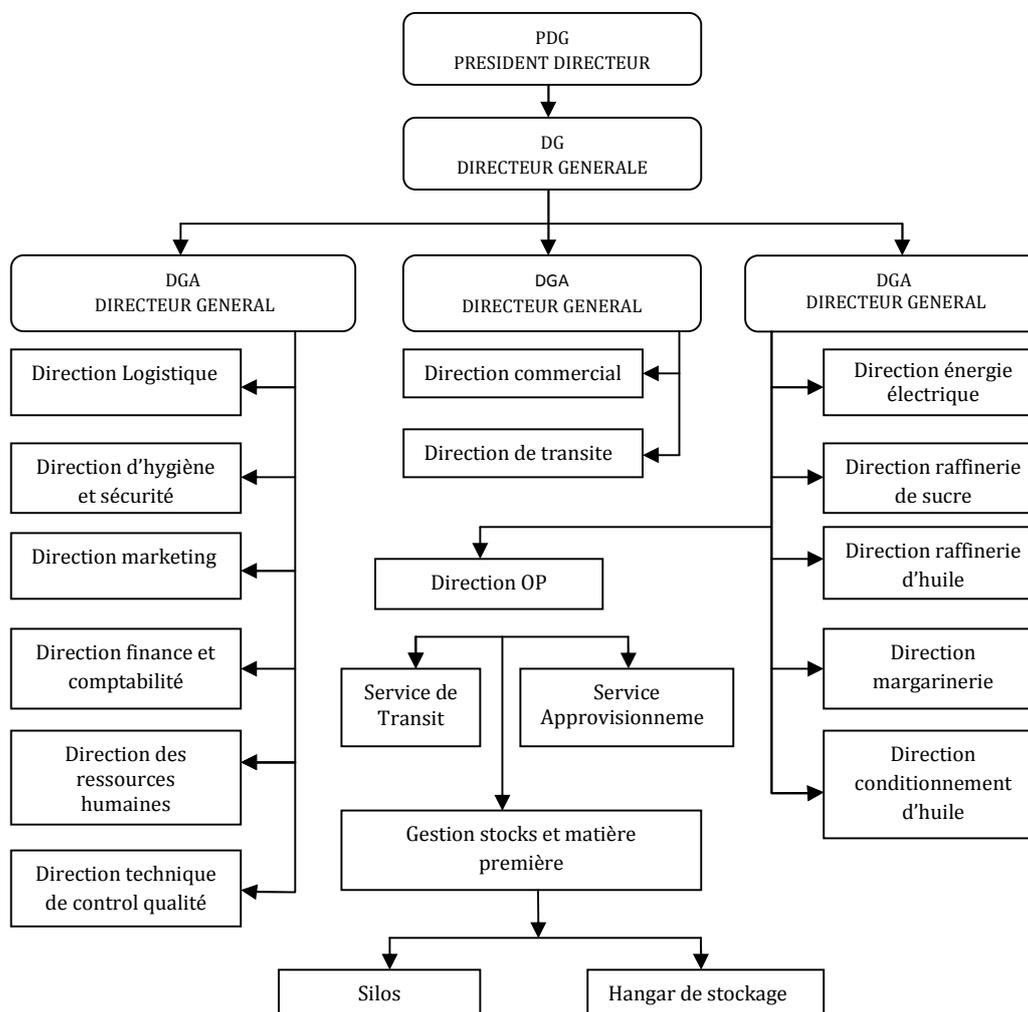


Figure I.2 : Organigramme du complexe Cevital [Cev 15].

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

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

I.2.4 Circuit de déchargement

L'approvisionnement en matière première se fait généralement par bateau (dans le cas d'importation) ou par camions dans le cas de produit local.

Le déchargement du navire se fait après son accostage, à l'aide de deux grues mobiles qui vont extraire le produit des cales du navire, pour aller ensuite le verser dans deux trémies portuaires qui se déplacent sur le quai. (Chacune d'elles a une capacité de 1000 t/h). Les trémies videront leur contenu en céréales ou en sucre roux sur un transporteur à bande mobile (TB1A-2000 t/h).

Les trémies sont autonomes et indépendantes de reste de l'installation. Il n'y a pas de communication entre les trémies et les silos. Les extracteurs des trémies possède chacun un détecteur de bourrage qui permet d'arrêter les trémies en cas d'arrêt du TB1A.

La matière (céréales ou bien sucre roux) est transmise au transporteur à bande TB2-2000 t/h (transfert qui a lieu au niveau de la tour T1) le TB2 va l'acheminer vers la balance de pesage se trouvant sur la tour T2. Une fois la matière pesée, elle sera déversée sur un transporteur à bande à deux sens de rotation TB18.

Si on réceptionne de sucre roux, on fait tourner le transporteur précédent (TB18) dans le sens inverse des aiguilles d'une montre, pour transférer le produit (le sucre roux) dans le transporteur à bande TB7 qui va le déverser sur le transporteur TB14 pour l'acheminer à l'hangar de stockage, (capacité de stockage est de 50000 tonnes) ou à l'hangar de stockage 150000 tonnes en passant par une trémie de capacité 250 tonnes.

I.3 Aperçu sur les convoyeurs

I.3.1 Définition d'un convoyeur

Le convoyeur à bande est conçu pour transporter des produits en continu sur la face supérieur de la bande. Les surfaces de la bande (supérieur sur le brin porteur et inférieur sur le brin de retour) sont en contact avec une série de rouleaux montés sur le châssis du convoyeur en un ensemble appeler station-support. A chaque extrémité du convoyeur, l'un eux étant relié à un groupe d'entraînement pour transmettre le mouvement [[Con 09](#)].

I.3.2 Composants et leur dénomination

La figure (I.3) illustre les principaux composants d'un convoyeur à bande :

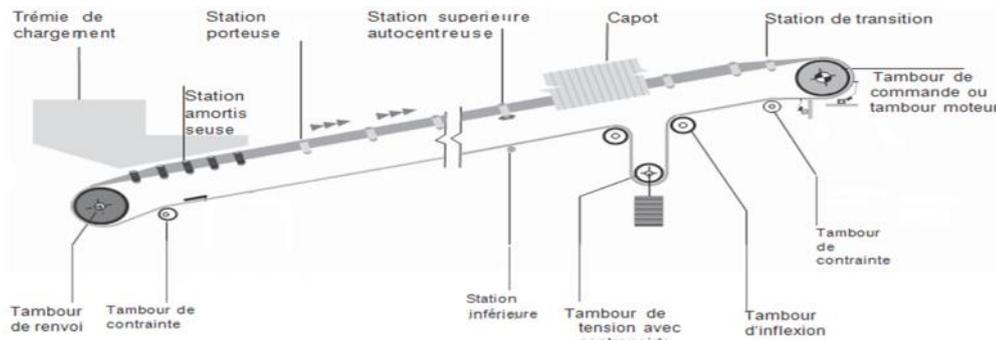


Figure I.3 : Schéma de principe d'un convoyeur à bande. [Con 09]

La bande

La bande est formée d'une armature composée de couches d'un matériau résistant imprégné de caoutchouc puis recouverte d'une matière résistante à l'usure (gomme), elle se présente sous deux formes principales, plate et en auge. Elle transporte la matière première de la queue jusqu'à la tête du convoyeur.

Tambour de commande (moteur)

La surface du tambour de commande peut être lissée 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.

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.

Rouleaux

Un rouleau est composé d'un axe présentant deux méplats à ses deux bouts sur lequel sont montés deux roulements guidant une virole en tôle emboutie. Ils soutiennent la bande et tournent librement et facilement sous la charge.

Dispositif de tension

Son rôle est de tendre la bande pour permettre son adhérence sur les tambours et éviter une flexion exagérée entre les stations de rouleaux.

Capots pour convoyeur

Ils 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.

Trémie

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

Motoréducteur

Un motoréducteur triphasé est une combinaison entre un moteur asynchrone triphasé et d'un réducteur mécanique de vitesse sous une forme extrêmement compacte.

Le type de motoréducteur qui assure la translation du tapis est à engrenages conique. Il permet d'adapter la vitesse du moteur électrique à celle de la machine entraînée. Par ailleurs, le couple délivré est parfois insuffisant pour vaincre l'inertie de démarrage. Dans ces conditions, le réducteur intervient pour modifier les performances motrices, en diminuant la fréquence de rotation et en augmentant simultanément le couple disponible sur l'arbre de sortie du réducteur.

I.3.3 Instrumentation

Détecteur de bourrage

C'est un détecteur de proximité capacitif du type *KD5018*, de marque *IFM*. Il permet de signaler la présence non métallique (par exemple : plastique, verre, bois, sucre, céréales...). Lorsque le produit entre dans le champ de détection des électrodes du détecteur, ce dernier provoque des oscillations en modifiant la capacité de couplage du condensateur. Ainsi il permet de désexciter un relais qui à son tour ouvre un contact qui est en série avec la bobine du contacteur du moteur.

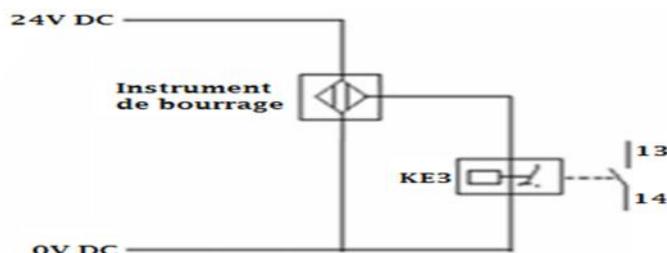


Figure I.4 : Schéma de principe de la sécurité bourrage [Cev 15].

Déport de bande

C'est un élément de fin de course, conçu pour être actionné quand la bande se déporte (translation de la bande à gauche ou à droite). Son dispositif réagit simultanément dès qu'un déport de bande est signalé, en ouvrant son contact inséré en série avec un relais, il permet de désexciter la bobine du contacteur du moteur.



Figure I.5 : Schéma de principe de la sécurité "Déport de bande" [Cev 15].

Contrôleur de rotation

C'est un détecteur de proximité inductif, sur lequel est intégré un dispositif de mesure de vitesse basé sur la fréquence des impulsions captées lors du passage de la barre solidaire au tambour de renvoi. Il est conçu pour détecter la vitesse de rotation instantanée et la comparer à la consigne qu'il enregistre durant les premiers tours du moteur, et donne un ordre en cas d'une variation de la vitesse.

Câble d'arrêt d'urgence

C'est un dispositif de sécurité muni d'un contact normalement fermé qui est actionné par tirage du câble installé tout le long du transporteur. Ce contact fermé est mis en série avec la bobine des contacteurs de puissance du moteur. Dès que l'opérateur remarque une anomalie (par exemple, on voit un objet métallique qui peut provoquer une déchirure de la bande, il faut bien arrêter le transporteur et extraire l'objet), il tire le câble afin d'ouvrir le contact et par conséquent l'arrêt du moteur.

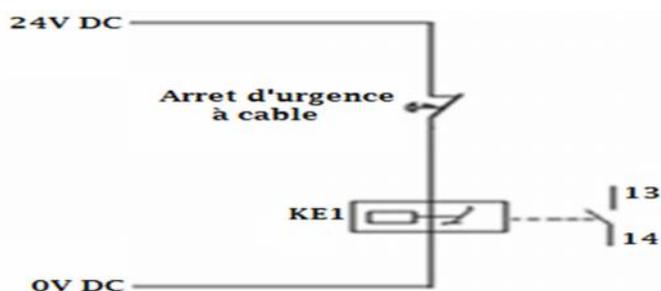


Figure I.6 : Schéma de principe de sécurité "arrêt d'urgence" [Cev 15].

I.3.4 La bascule de pesage

Son rôle est de peser la matière première transportée avant le stockage. Elle est composée de :

- Deux trémies (sur bascule et sous bascule) ;
- D'une armoire de commande des vérins pneumatiques de casque ;
- D'une trappe coupe grains ;
- D'une trappe de prise d'échantillons ;
- Deux détecteurs de niveau haut sur bascule ;
- Un détecteur de niveau haut sous bascule.

I.3.5 Eléments de dépoussiérage

Pour des raisons économiques et environnementales le circuit de déchargement est muni de système d'aspiration pour récupérer la poussière issue d'une matière en cour de déchargement, il est composé de :

I.3.5.1 Aspirateur

Ceux sont des ventilateurs qui aspirent l'air chargé de poussière au niveau de point de jetée des transporteurs à bandes.

I.3.5.2 Filtres

Ceux sont des pochettes montées sur des corbeilles qui laissent passer l'air pur et retiennent les poussières.

I.3.5.3 Ecluse

Ceux sont des turbines qui servent à réinjecter la poussière récupérée, elle a comme instrumentation un capteur dans chaque filtre qui arrête l'aspirateur en cas de bourrage

I. 3.6 Chariot verseur

Les caractéristiques du chariot verseur sont:

- Masse à vide de 1600 kg ;
- Longueur de 15,560 m ;
- Largeur de 3,260 m ;
- Hauteur maximale de 3,830 m.

Le chariot se déplace sur deux rails à l'aide de 6 roues et sa course totale est de 80 m. Il se compose de deux grandes masses. La première masse appelée la trainée, est représentée par la partie inclinée du chariot. Sur cette trainée, dont la longueur est de 10,160 m, est placé un ensemble de rouleaux au dessus du quels passe la bande.

La deuxième masse, appelée partie avant chariot, est sous forme d'un cube constitué :

- D'une boîte de jetée supérieure ;
- D'une boîte de jetée inférieure ;
- De deux tambours de 0,420 m de diamètre et d'une longueur de 1,800 m ;
- De deux trémies de jetée ;
- De quatre tendeurs (crochet qui est lieu de fixation des câbles qui assurent le mouvement du chariot verseur) ;
- D'une passerelle.

I.4 Problématique

L'arrêt ou le fonctionnement anormale de l'outil de production, engendre en effet des coûts que Cevital n'est plus en état de supporter, et que la cadence d'activité du quai devient de plus en plus très importantes, Cevital nécessite un déchargement rapide jusqu'aux éléments de stockage, ces derniers doivent contenir la charge par évacuation de la matière première avec des transporteurs à bande.

Pour assurer un fonctionnement continu, Cevital propose d'améliorer le débit du sucre roux transportée par les convoyeurs, qui est 320 t/h jusqu'à 500 t/h.

Notre étude consiste à déterminer les nouvelles dimensions (électrique et mécanique) des éléments du convoyeur TB21A à savoir : La puissance nécessaire pour le nouveau débit, les tambours, le moteur et le réducteur, les roulements, longueur de transition, écartement des stations supports supérieures et inférieures.

Chapitre II

Etude électromécanique du système fonctionnant à débit 320 t/h :

Introduction :

Ce chapitre sera consacré à l'étude mécanique de convoyeur TB21A, sachant que ce dernier transporte 320 t/h et pour atteindre ce débit il y a des paramètres à prendre en compte pour l'étude et la conception de convoyeur à savoir :

- La largeur de la bande ;
- Les types des stations supports en auge, écartement, longueur de transition ;
- Efforts tangentiels, puissance absorbée, résistance passive, poids de la bande ;
- Les types d'entraînement des convoyeurs à bande et dimensions des tambours ;

Puis une étude électrique précisément de motoréducteur en étudiant les caractéristiques de ce dernier, ensuite on va comparer la puissance absorbée par rapport à la puissance délivrée par le moteur, en passant par une série de calculs théorique.

Le convoyeur TB21A est entraîné par un système composé (moteur, réducteur), qui est un produit Français de type SEW USOCOME, et pour dire que ce système est fiable, il faut qu'il remplisse quelques conditions à savoir :

- La correspondance entre les données de la plaque signalétique et les calculs théoriques ;
- La puissance fournie par le moteur est largement suffisante pour entraîner la charge.

Le but de ce chapitre est de fournir certains critères pour le choix des composants les plus importants, ainsi que des calculs permettant de déterminer les différentes dimensions.

Partie I

II.1 Caractéristiques de convoyeur TB21A et de produit transporté

II.1.1 Caractéristiques de produit transporté

Tableau II.1 - Caractéristiques du sucre brut [Con 09].

Type	Masse volumique	Granulométrie	Angle d'éboulement	Abrasivité	Corrosivité
Sucre brut Canne	0.88-1.04	55-65	30°	B	B

La masse volumique du sucre

La masse volumique de sucre varie entre : $0,88 \text{ t/m}^3 < \rho_s < 1,04 \text{ t/m}^3$

La granulométrie du sucre

Les dimensions du sucre est de taille moyenne et variable entre 55 et 65 mm.

L'abrasivité et la corrosivité du sucre roux

Repéré par la lettre *B* qui indique que 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).

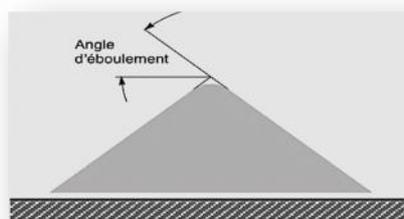


Figure II.1: Angle d'éboulement [Con 09].

Le tableau (II.1) montre que l'angle d'éboulement de sucre brut est : $\theta = 30^\circ$.

Angle de talutage

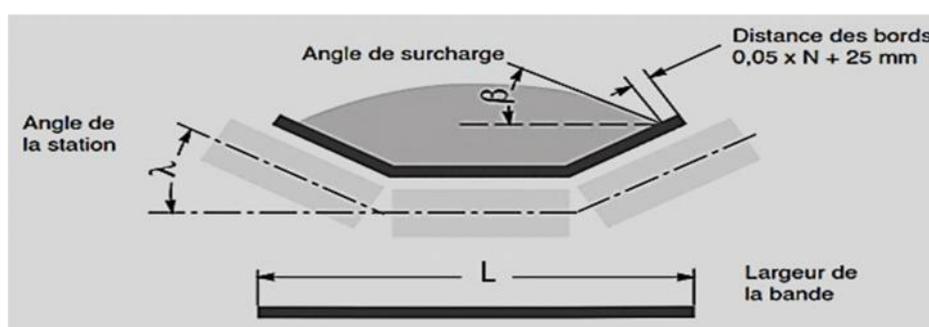
L'angle de talutage est l'angle que forme l'horizontale avec la surface du produit lors de son transport sur une bande en mouvement.

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).

Figure II.4 : Plan du convoyeur TB21A [Cev 15].**Tableau II.2** - Caractéristiques du TB21A [Cev 15].

La caractéristique	La valeur
Type	800
Vitesse Linéaire	2.5 m/s
Longueur entraxe	16.245 m
Le débit	320 t/h
Largeur de la bande	0.8 m
L'épaisseur de la bande	3 plis de 4+2 mm
La longueur de la bande	38 m
La force de rupture de la bande	400 N/mm
Poids de la bande par mètre linéaire	9.239 Kg/m
Diamètre de tambour de commande	500 mm
Diamètre de tambour de contrainte	190 mm
Diamètre de tambour de renvoi	400 mm
Angle d'inclinaison du convoyeur	16°
Angle d'inclinaison des stations supérieures	$\frac{400}{16} = 35^\circ$
Diamètre des rouleaux	89 mm

II.2 Calcul de la bande transporteuse

**Figure II.5** : Angle de station et largeur de la bande [Con 09].

II.2.1 Calcul de la largeur de la bande transporteuse

On détermine la largeur de la bande essentiellement en fonction de la quantité de produit transporté qui figure au cahier de charge, on peut ainsi exprimer la capacité du convoyeur comme étant le débit volume Q_v [m³/h]. En fonction de l'angle d'inclinaison des rouleaux, de l'angle de talutage du produit et de la vitesse de la bande [Con 09].

Calcul du débit volumétrique

$$Q_v = \frac{Q_m}{K \times K_1 \times \rho} \quad (\text{II.1})$$

- Q_v : Débit volumétrique (m^3/h) ;
- Q_m : Débit -masse (t/h) ;
- K : Coefficient d'inclinaison de convoyeur ;
- K_1 : Coefficient de correction ;
- ρ_s : Masse volumique de sucre (t/m^3).

Pour le choix des coefficients K et K_1 on a le diagramme de la figure (II.6) :

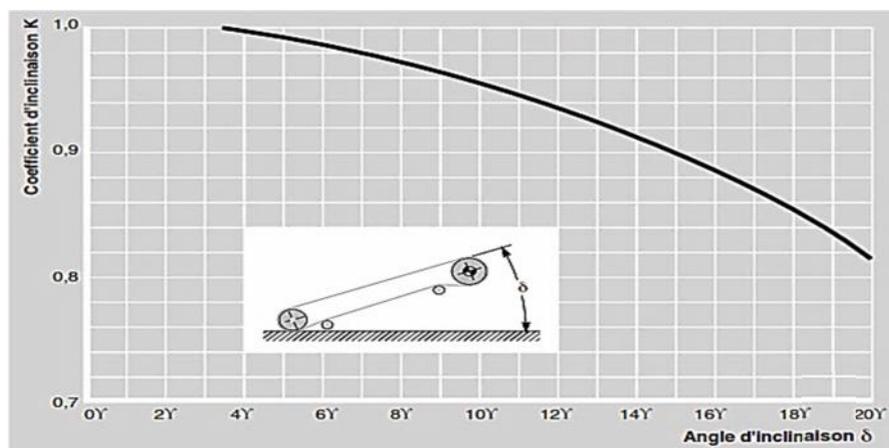


Figure II.6 : Coefficient K en fonction de l'angle d'inclinaison δ [Con 09].

On a l'angle d'inclinaison du TB21A est : $\delta = 16$. Alors d'après le figure (II.6), on prend $K = 0,88$.

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

- $K_1 = 1$ alimentation régulière ;
- $K_1 = 0,95$ alimentation irrégulière ;
- $K_1 = 0,8 \div 0,9$ alimentation plutôt irrégulière.

Pour une alimentation plutôt irrégulière (le convoyeur TB21A peut être alimenté comme il peut être en état de repos), on prendra $K_1 = 0,90$.

Après calcul on aura donc :

$$Q_v = 459.13 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tableau II.3- Débit-volume avec stations-soutiens en auge à 3 rouleaux [Con 09].

Largeur de la bande mm	Angle de talutage β	lvr m ³ /h				
		$\lambda = 20^\circ$	$\lambda = 25^\circ$	$\lambda = 30^\circ$	$\lambda = 35^\circ$	$\lambda = 45^\circ$
300	5°	13.3	15.1	17.2	18.7	21.6
	10°	16.9	18.7	20.5	21.6	24.4
	20°	24.4	26.2	27.7	28.8	30.6
	25°	27.7	30.2	31.6	32.4	33.8
	30°	33.4	34.9	36.0	36.3	37.8
400	5°	28.0	32.4	36.6	39.6	45.7
	10°	35.2	29.2	43.2	45.3	51.4
	20°	50.4	54.3	57.2	59.4	66.3
	25°	56.8	62.2	65.1	66.6	69.8
	30°	67.7	70.9	73.4	74.5	77.0
500	5°	47.8	55.8	62.6	68.0	78.4
	10°	60.1	67.3	73.4	78.4	87.4
	20°	85.3	91.8	97.2	101.1	106.9
	25°	96.1	104.7	109.8	112.6	117.7
	30°	114.1	119.1	123.8	126.0	129.6
650	5°	87.8	101.8	114.4	124.9	143.2
	10°	109.4	122.4	134.2	142.9	159.1
	20°	154.4	166.3	176.4	183.6	193.6
	25°	174.2	189.7	198.7	204.4	212.4
	30°	205.5	215.2	223.5	227.8	233.6
800	5°	139.6	162.0	182.1	198.3	227.1
	10°	173.6	194.4	212.7	226.8	252.0
	20°	244.0	262.8	278.2	290.1	306.0
	25°	275.0	299.1	313.2	322.9	334.8
	30°	324.0	339.4	352.4	359.2	367.9

Interprétation du tableau

Pour un angle de talutage $\beta = 20^\circ$, angle d'inclinaison des stations supérieures $\lambda = 35^\circ$.

D'après le tableau (II.3) la valeur la plus proche de 459.13 m³/h est :

$Q_v = 290.1 \text{ m}^3/\text{h}$. Cela correspond à une bande de largeur 800 mm

II.3 Les stations supports

Chaque station-support est constituée d'un ensemble de rouleaux installée dans un support fixe, il en existe deux principaux types :

- Les stations supérieures qui portent la bande chargée de produit sur le brin supérieur.
- Les stations inférieures qui supportent la bande vide sur le brin inférieur.

II.3.1 Ecartement des stations supports

C'est la distance entre deux stations-soutiens, la figure (II.7), montre ces écartements :

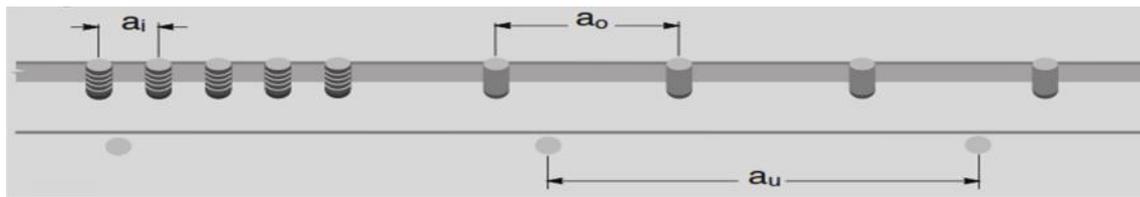


Figure II.7 : Ecartement des stations supports [Con 09].

- a_o : La distance entre deux stations-support pour le brin supérieur, la valeur utilisée couramment est 1 mètre.
- a_u : La distance entre deux stations inférieures est normalement espacée de 3 mètres.
- a_i : L'écartement aux points de chargement, généralement réduit de moitié ou même plus encore, de manière à limiter l'incurvation de la bande et également pour diminuer les forces appliquées par la charge sur les rouleaux.

Le tableau (II.4) préconise l'écartement maximal entre les stations-supports en fonction de la largeur de la bande et de la masse volumique du produit transporté.

Tableau II.4 - Ecartement des stations supérieures et inférieures [Con 09].

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

D'après le tableau (II.4), pour la largeur de la bande de 800 mm, et la masse volumique du sucre roux $\rho_s = 0.88 \text{ t/m}^3$ on aura :

- Ecartement maximal des stations supérieures : $a_o = 1.5 \text{ m}$;
- Ecartement maximal des stations inférieures : $a_u = 3 \text{ m}$;
- Ecartement maximal aux points de chargement : $a_i = \frac{a_o}{3} = 0.5 \text{ m}$;

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, 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 [Con 09].

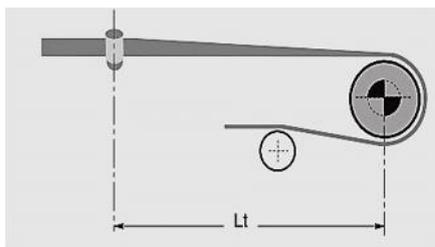


Figure II.8 : Longueur de transition.

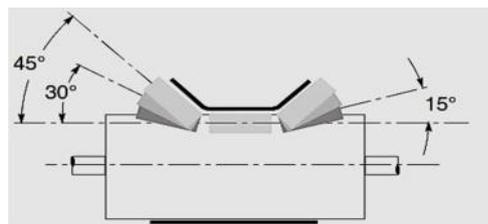


Figure II.9: Stations de transition.

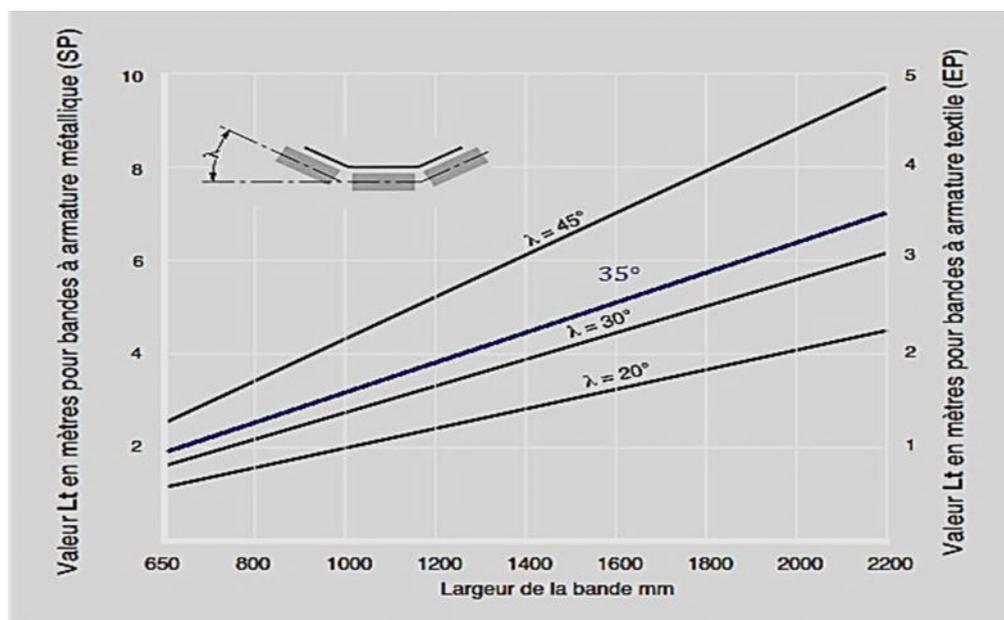


Figure II.10 : Longueur de transition en fonction de la largeur de la bande et de l'inclinaison des rouleaux latéraux [Con 09].

Le graphique de la figure (II.10) permet de déterminer la longueur de transition L_t en fonction de la largeur de la bande et de l'inclinaison λ des rouleaux latéraux des stations-supports, pour des bandes à armature textile et des bandes à armature métallique.

Pour le TB21A la bande est à armature textile EP (polyester) de largeur 800mm donc : $L_t = 1.3$ m.

Il est recommandé d'installer sur ce tronçon une station support espacée de 650 mm de tambour.

II.4 Les rouleaux

Introduction

Les rouleaux représentent très souvent un investissement important dans le cahier de charges d'un projet d'installation de convoyeur à bande. Le choix de rouleaux de qualité garantit une durée de vie satisfaisante permettant à l'équipement de fonctionner sans interrompre l'activité de l'entreprise [Con 09].

II.4.1 Choix du diamètre des rouleaux en fonction de la vitesse

Nous avons déjà indiqué que la vitesse de déplacement de la bande par rapport aux conditions de charge requises était un facteur important pour la conception d'un convoyeur.

A partir de la vitesse de la bande et du diamètre des rouleaux, on peut déterminer les tours-minute des rouleaux à l'aide de la formule suivante [Con 09] :

$$N = \frac{V \times 1000 \times 60}{D \times \pi} \quad (\text{II.2})$$

Où :

V = Vitesse de la bande (m/s) ;

D = Diamètre des rouleaux (mm).

Le choix du diamètre doit tenir compte de la largeur de la bande.

Le tableau (II.5) indique le diamètre des rouleaux en fonction de la largeur de la bande.

La Tableau II.5 - Diamètre recommandé pour les rouleaux [Con 09].

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

D'après le tableau (II.5), on a la largeur de la bande TB21A est 800mm et de vitesse 2.5 m/s. Le diamètre recommandé des rouleaux sera de : $\varnothing = 89$ mm .

D'où :

$$N = 536.48 \text{ tr/min}$$

II.5 Effort tangentiel [Con 09]

Les efforts auxquels est soumis un convoyeur en marche, varient sur sa longueur. Pour dimensionner et calculer sa puissance absorbée, il est nécessaire de déterminer les tensions qui s'exercent dans la portion la plus sollicitée.

Il faut d'abord calculer l'effort tangentiel total F_u sur le porteur du tambour d'entraînement. Il doit vaincre la résistance au roulement *et* il est la somme des efforts suivants :

- Effort nécessaire pour déplacer la bande chargée ;
- 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 (chariots-verseurs, racleur,...).

On s'aperçoit que l'effort tangentiel total F_u est constitué des efforts F_a (effort tangentiel pour déplacer la bande du brin supérieur) et d'un effort moins important F_r (effort tangentiel sur le brin inférieur) qui sont nécessaires pour déplacer une section uniforme de la bande du convoyeur ce qui donne :

$$F_u = F_a + F_r \quad (\text{II.3})$$

F_a : Effort tangentiel pour déplacer une section de brin supérieur ;

F_r : Effort tangentiel pour déplacer une section de brin inférieur ;

Les efforts tangentiels F_a et F_r sont donc obtenus de la manière suivante :

➤ **Effort tangentiel pour déplacer une section de brin supérieur F_a**

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

En utilisant le signe (+) Pour les sections montantes.

(-) Pour les sections descendantes.

Avec :

L : L'entre axe (m) ;

C_q : Coefficient de résistance fixe ;

C_t : Coefficient de résistance passive ;

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

q_b : Poids de la bande par mètre linéaire est : $q_b = 9.23$ (Kg/m) ; [Cev 15]

q_G : Poids du produit transporté par mètre linéaire (Kg/m) ;

q_{RO} : Poids des parties tournantes supérieures en (Kg/m) ;

H : Hauteur de la bande inclinée est : $H = 4$ (m) ;

g : La gravité est : $g = 9.81$ (m/s²).

Tableau II.6 - Coefficient de résistance fixe [Con 09].

Entr'axe m	Cq
10	4.5
20	3.2
30	2.6
40	2.2
50	2.1
60	2.0
80	1.8
100	1.7
150	1.5
200	1.4
250	1.3
300	1.2
400	1.1
500	1.05
1000	1.03

L'entre axe de TB21A est : $L = 16.245$ m. D'après le tableau (II.6) on aura : $C_q = 3.85$ m.

Tableau II.7 - Coefficient de résistance passive [Con 09].

Température °C	+ 20°	+ 10°	0	- 10°	- 20°	- 30°
Coefficient C_t	1	1,01	1,04	1,10	1,16	1,27

Les conditions normales de fonctionnement de TB21A est à température moyenne 20°C qui correspond à un coefficient de résistance passive $C_t = 1$.

Tableau II.8 - Coefficient de frottement interne en fonction de la vitesse [Con 09].

1	2	3	4	5	6
0,0160	0,0165	0,0170	0,0180	0,0200	0,0220

La vitesse de TB21A est : 2.5 m/s, d'après le tableau (II.8), Coefficient de frottement interne des produits et des parties tournantes $f = 0.01675$.

Poids du produit transporté (sucre roux) par mètre linéaire est :

$$q_G \approx \frac{Q_m \times 1000}{3600 \times V} \quad (\text{II.5})$$

Après calcul on aura : $q_G = 35.55 \text{ kg/m}$

Tableau II.9 : Poids des parties tournantes des stations (supérieures/inférieures) [Con 09].

Largeur de la bande mm	Diamètre du rouleau mm					
	89		108		133	
	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri
	Kg					
400	—	—	—			
500	5.1	3.7	—			
650	9.1	6.5	—			
800	10.4	7.8	16.0	11.4	—	
1000	11.7	9.1	17.8	13.3	23.5	17.5

Le tableau (II.9) indique les poids approximatifs des pièces tournantes d'une station supérieure montée sur traverse et d'une station inférieure à rouleaux plats.

On obtient le poids des pièces tournantes supérieures q_{RO} et inférieures q_{RU} par les formules [Con 09] :

$$q_{RO} = \frac{P_{prs}}{a_0} \quad (\text{II.6})$$

P_{prs} : Poids des pièces tournantes supérieures, d'après le tableau (II.9) pour la largeur 800 mm et de diamètre des rouleaux $\phi = 89 \text{ mm}$, on aura $P_{prs} = 10.4 \text{ Kg}$.

$$q_{Ru} = \frac{P_{pri}}{a_u} \quad (\text{II.7})$$

P_{pri} : Poids des pièces tournantes inférieures, d'après le tableau (II.9) pour la largeur 800mm et de diamètre des rouleaux $\phi = 89 \text{ mm}$, on aura $P_{pri} = 7.8 \text{ Kg}$.

AN : $q_{RO} = 6.93 \text{ Kg/m}$

$q_{Ru} = 2.6 \text{ Kg/m}$

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

$$F_a = 2288.58 \text{ N}$$

➤ **Effort tangentiel pour déplacer une section de brin inférieure F_r** [Con 09]

$$F_r = [L \times C_q \times C_t \times f \times (q_b + q_{Ru}) \pm (H \times q_b)] \times g \quad (\text{II.8})$$

q_{Ru} : Poids des parties tournantes inférieures en Kg/m.

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

$$F_r = 478.39 \text{ N}$$

Donc l'effort tangentiel total est :

$$F_u = 2766.97 \text{ N}$$

II.6 Définition des tensions [Con 09]

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

Tension T1 et T2

L'effort tangentiel total F_u sur la circonférence du tambour correspond à la différence entre les tensions T_1 (côté entrée) et T_2 (côté sortie). On en déduit le couple nécessaire pour mettre en mouvement la bande et à transmettre la puissance.

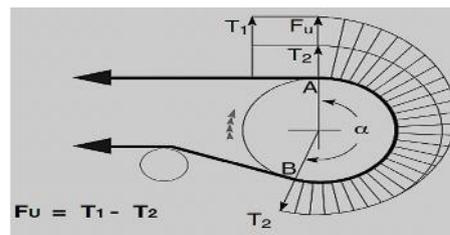


Figure II.11 : Tensions exercées sur la bande au niveau de tambour de commande [Con 09].

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

T_2 : La tension sur le brin inférieur elle est uniforme sur la surface de la bande en contact avec le tambour de commande.

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

D'après la figure (II.11), l'effort tangentiel total F_u sur la circonférence du tambour correspond à la différence entre les tensions : T_1 et T_2 :

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

La figure (II.11), montre qu'en se déplaçant du point A au point B 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 : [Con 09]

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{fa} \quad (\text{II.10})$$

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

A partir des formules (II.9) et (II.10) on obtient :

$$T_2 = T_1 - F_u$$

$$T_2 = F_u \times \frac{1}{e^{f_a - 1}} = F_u \times C_w \quad (\text{II.11})$$

La valeur de C_w , qui définit le coefficient d'enroulement, est fonction de l'arc d'enroulement de la bande sur le tambour d'entraînement le tableau (II.10) représentent divers types de dispositifs de tension de bande couramment utilisés.

Tableau II.10 - Valeur du coefficient d'enroulement C_w en fonction de l'arc d'enroulement [Con 09].

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	-	-

Dans notre cas le TB21A a une configuration comme celle du 2^{ème} dans le tableau (II.10) avec un arc d'enroulement 200° [Cev 15] et un dispositif de reprise de tension à vis dont le tambour caoutchouté, donc $C_w = 0.75$.

Après calcul on aura :

$$T_2 = 2075.23 \text{ N}$$

$$T_1 = 4842.2 \text{ N}$$

II.6.2 Calcul des tensions de la bande en endroits critiques du convoyeur [Con 09]

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 des :

- Tension T_3 relative à la sortie du tambour de renvoi ;
- Tension T_0 minimale en pied de convoyeur, dans la zone de chargement du produit ;
- Tension T_g de la bande au point de raccordement au dispositif de tension ;
- Tension T_{max} : Tension maximale de la bande.

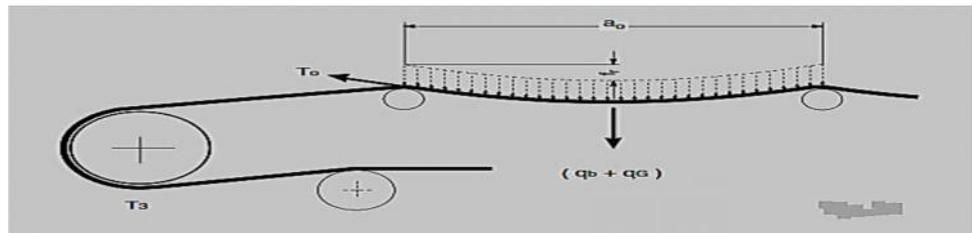


Figure II.12 : Présentation des forces T_0 et T_3 [Con 09].

Tension 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 d'efforts tangentiels F_r et des tensions T_2 pour un tronçon de retour de la bande. On obtient donc la tension T_3 par la formule suivante :

$$T_3 = T_2 + F_r \quad (\text{II.12})$$

AN: $T_3 = 2553.62 \text{ N}$

Tension T_0

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

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

$$T_0 = 6.25 \times (q_b + q_c) \times a_0 \times 9.81 \quad (\text{II.13})$$

AN: $T_0 = 4118.36 \text{ N}$

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

-Pour une incurvation de 1.5% = 8.4 ;

-Pour une incurvation de 1.0% = 12.5.

II.7 Dimensionnement des tambours

Introduction

Les tambours sont dimensionnés en fonction des caractéristiques de chaque convoyeur et ils peuvent être conçus pour s'adapter à une grande variété de méthodes de construction. Le schéma de la figure (II.14) illustre un convoyeur à bande traditionnels, les tambours étant numérotés et décrits selon leur fonction et leur position sur le convoyeur.



Figure II.13 : Présentation des différents tambours du convoyeur [Con 09].

- 1 : Tambour d'entraînement ;
- 2 : Tambour de renvoi ;
- 3 : Tambour de contrainte.

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, les principales données nécessaires à la conception d'un tambour sont les suivantes :

- La largeur de la bande ;
- Le diamètre du tambour en fonction du type et des caractéristiques de la bande ;
- Mode de fixation sur l'axe au tambour (clavette, soudage) ;
- Emplacement de tambour (de commande, de renvoi, de contrainte...etc.) ;
- Arc d'enroulement de la bande sur le tambour ;
- Tensions de la bande T_1 , T_2 ou T_3 ;
- Distance entre les supports et les flasques du tambour « a_g ».

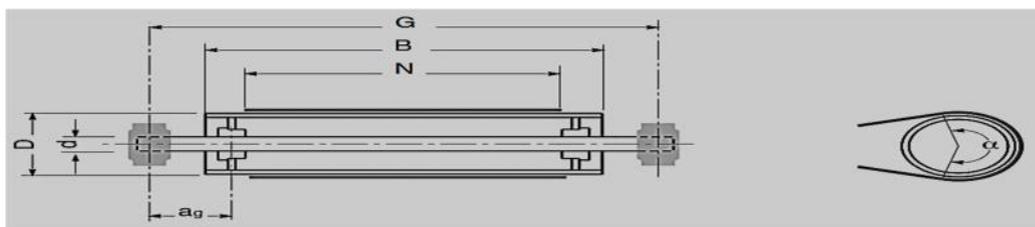


Figure II.14 : Principales données nécessaires à la conception d'un tambour.

II.7.1 Calcul des diamètres des tambours

Le dimensionnement du diamètre d'un tambour de tête dépend étroitement des caractéristiques du type de bande utilisée, le tableau (II.11) indique les diamètres minimaux recommandés par rapport au type de bande utilisée, pour éviter son endommagement : séparation de nappes ou déchirure de l'armature.

Tableau II.11 - Diamètres minimaux recommandés pour les bandes [Con 09].

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

Les données de convoyeur TB21A sont les suivantes : la charge de rupture de la bande est 400 N/mm, la bande est à armature textile.

D'après le tableau (II.11) les diamètres minimaux recommandés pour le TB21A sont :

Tambour d'entraînement : $\phi_{min} = 400$ mm on choisie $\phi = 500$ mm [Cev 15].

Tambour de renvoi : $\phi_{min} = 315$ mm on choisie $\phi = 400$ mm [Cev 15].

Tambour de contrainte : $\phi_{min} = 250$ mm on choisie $\phi = 300$ 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 $\rho_m = 7850$ Kg/m³ [Cat 04].

La masse d'un tambour est donnée par la formule suivante :

$$m_t = \rho \times V_t. \quad (\text{II.14})$$

V_t : Est le volume du tambour calculé comme suit (volume de cylindre) :

$$V_t = \frac{\pi}{4} \times (D_{1t}^2 - D_{2t}^2) \times L_{ta} \quad (\text{II.15})$$

D_{1t} : Diamètre extérieur du tambour (m) ;

D_{2t} : Diamètre intérieur du tambour (m) ;

L_{ta} : Longueur de tambour en (m) $L_{ta} = 0.9$ m [Cev 15].

Masse du tambour de commande

On a:
$$D_{2m} = D_{1m} - 2 \times e_m \quad (II.16)$$

e_m : L'épaisseur du tambour qui est égal à 0.008 m [Cev 15].

Après calcul on aura :
$$D_{2m} = 0.484 \text{ m}$$

$$V_m = 0.011 \text{ m}^3$$

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

$$m_m = 86.35 \text{ Kg}$$

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 0.008 m [Cev 15].

Après calcul on aura :
$$D_{2r} = 0.384 \text{ m}$$

$$V_r = 0.0088 \text{ m}^3$$

La masse du tambour de renvoi est :

$$m_r = 69.08 \text{ Kg}$$

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 0.007 m [Cev 15].

Après calcul on aura :
$$D_{2c} = 0.286 \text{ m}$$

$$V_c = 0.0058 \text{ m}^3$$

La masse du tambour de contrainte sera :

$$m_c = 45.52 \text{ Kg}$$

II.8 Calcul de la puissance du TB21A

On calcule la puissance du convoyeur par la formule suivante [Con 09] :

$$P_b = \frac{c_f \times f \times L}{367} \times (3.6 \times G_m \times V + Q_m) \quad (\text{II.17})$$

C_f : Coefficient de frottement des bandes, rouleau.

Tableau II.12 - Coefficient de frottement des bandes, rouleau.

Entre axe (m)	10	16	20	25	32	40	50
Coefficient C_f	4.1	3.6	3.2	2.9	2.6	2.4	2.2

D'après le tableau (II.12), on a l'entre axe de TB21A est 16.245 m alors la valeur de coefficient $C_f \approx 3.6$.

f : Coefficient de frottement des tambours, fixés à 0.03 ;

G_m : Le poids de la bande et des parties tournantes des tambours moteur et de renvoi.

$$G_m = m_m + m_r + q_b \times L_t \quad (\text{II.18})$$

AN: $G_m = 305.51 \text{ Kg}$

$$P_b = 14.67 \text{ kW}$$

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

La puissance globale du convoyeur est : $P_g = P_b \times 1.25$

AN : $P_g = 18.33 \text{ kW}$

II.9 Dimensionnement des axes des tambours

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

L'axe des tambours de commande est soumis en alternance à des flexions et à des torsions, entraînant des ruptures de fatigue. Pour déterminer le diamètre de l'axe, il faut déterminer les valeurs suivantes :

-La résultante des tensions C_p ;

-Le moment fléchissant M_f ;

-Le moment de torsion M_t ;

-Le moment fléchissant idéal M_{if} ;

-Le module de résistance W .

Caractéristiques du tambour de commande TB21A

$\varnothing_m \approx 500$ mm ;

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

La masse des flasques selon le constructeur égale à 9 Kg ;

La masse de revêtement selon le constructeur égale à 18 Kg.

AN : $q_m = 1111.96$ N

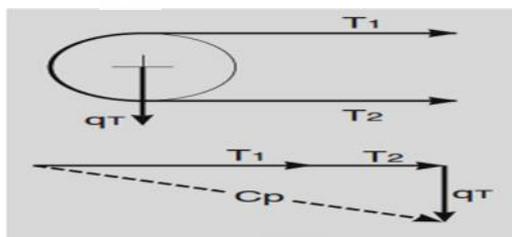


Figure II.15 : Les tensions appliquées sur le tambour de commande.

$$N_m = \frac{V \times 60}{D_{1m} \times 10^{-3} \times \pi}$$

AN : $N_m = 95.5$ tr/min

$a_g = 0.18$ m : Distance entre les supports et les flasques du tambour [Cev 15].

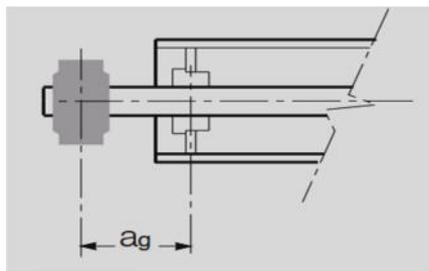


Figure II.16 : Distance entre les supports et les flasques du tambour

Déterminons la résultante C_{pm} des tensions et du poids du tambour (pour des raisons de simplicité, on supposera que T et q_m sont perpendiculaires entre eux).

$$C_{pm} = \sqrt{(T_1 + T_2)^2 + q_m^2} \quad (\text{II.19})$$

AN: $C_{pm} = 7006.23$ N

Le moment fléchissant sera :

$$M_{fm} = \frac{C_{pm}}{2} \times a_g \quad (\text{II.20})$$

AN: $M_{fm} = 630.56 \text{ N.m}$

Le moment de torsion sera :

$$M_{tm} = \frac{P}{N_m} \times 9.549 \quad (\text{II.21})$$

AN : $M_{tm} = 1832.80 \text{ N.m}$

On peut maintenant déterminer le moment fléchissant idéal :

$$M_{ifm} = \sqrt{M_{fm}^2 + 0.75 \times M_{tm}^2} \quad (\text{II.22})$$

AN: $M_{ifm} = 1707.91 \text{ N.m}$

On déduit la valeur du module de résistance :

$$W_m = \frac{M_{ifm} \times 1000}{\sigma_{am}} \quad (\text{II.23})$$

Étant donnée $\sigma_{am} = 335 \text{ N/mm}^2$, c'est la contrainte admissible de l'acier XC38 [Cat 04].

En prenant un coefficient de sécurité ($S = 3$) σ_{am} devient :

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

$$W_m = 15295.62 \text{ mm}^3$$

D'où le diamètre de l'axe du tambour commande est :

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{W_m \times 32}{\pi}} \quad (\text{II.24})$$

AN: $d_m = 53.8 \text{ mm}$

A partir des résultats de ces calculs, on peut choisir le diamètre de l'axe, en fonction de roulements et de supports ordinaires, en prenant la dimension immédiatement supérieure à celle obtenue par calcul et dans ce cas on prendra un diamètre normalisé : $\varnothing = 70 \text{ mm}$.

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

Caractéristiques du tambour de renvoi TB21A

$\varnothing_r = 400 \text{ mm}$ Diamètre ;

$q_r = (\text{masse du tambour de renvoi} + \text{masse des flasques}) \times g$;

$$\text{AN :} \quad q_r = 765.96 \text{ N}$$

$$N_r = \frac{V \times 1000 \times 60}{D_{1r} \times \pi}$$

$$\text{AN :} \quad N_r = 119.36 \text{ tr/min}$$

Déterminons la résultante C_{pr} des tensions et du poids du tambour (pour des raisons de simplicité, on supposera que T et q_r sont perpendiculaires entre eux).

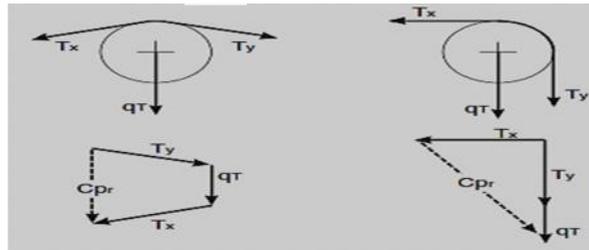


Figure II.17 : Tensions appliquées sur les tambours de renvoi, contrainte.

$$C_{pr} = \sqrt{(T_0 + T_3)^2 + q_r^2} \quad (\text{II.25})$$

$$\text{AN:} \quad C_{pr} = 6715.8 \text{ N}$$

Le moment fléchissant sera :

$$M_{fr} = 604.42 \text{ N.m}$$

On déduit la valeur du module de résistance :

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

$$\text{AN :} \quad W_r = 5413.03 \text{ mm}^3$$

D'où le diamètre de l'axe du tambour de renvoi est :

$$d_r = 38.06 \text{ mm}$$

Dans ce cas également, à partir du résultat des calculs, on peut choisir le diamètre d'axe immédiatement supérieur à celui obtenu par calcul, mais qui normalise les roulements et les supports. Dans ce cas on prendra un diamètre normalisé de : $\phi_r = 60 \text{ mm}$.

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

Caractéristiques du tambour de contrainte TB21A

$\varnothing_c = 300$ mm Diamètre ;

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

AN : $q_c = 616.33$ N

$$N_c = \frac{V \times 1000 \times 60}{D_{1c} \times \pi}$$

AN : $N_c = 159.15$ tr/min

Déterminons la résultante C_{pc} :

$$C_{pc} = q_c \quad (\text{II.26})$$

AN: $C_{pc} = 616.33$ N

Le moment fléchissant sera :

$$M_{fc} = \frac{C_{pc}}{2} \times a_g$$

AN : $M_{fc} = 55.47$ N.m

On déduit la valeur du module de résistance :

$$W_c = \frac{M_{fc} \times 1000}{\sigma_{am}}$$

AN : $W_c = 496.77$ mm³

D'où le diamètre de l'axe du tambour de contrainte est :

AN : $d_c = 17.16$ mm

Dans ce cas également, à partir du résultat des calculs, on peut choisir le diamètre d'axe immédiatement supérieur à celui obtenu par calcul, mais qui normalise les roulements et les supports. Donc on prendra un diamètre normalisé de: $\varnothing_c = 50$ mm.

II.10 Calcul des roulements

En mécanique, c'est un élément qui assure un guidage en rotation d'éléments (arbres ou moyeux) tournants où les frottements doivent être limités.

II.10.1 Choix des roulements

- Nature des charges : axiale, radiale ou combinée.
- Importance des charges (intensité).
- Vitesse de rotation.
- Perturbations : chocs, vibrations, niveau sonore...
- Précision exigée : déformations admissibles, désalignement des paliers...
- Encombrement, place disponible, dimensions des roulements.
- Longévité, durée de vie souhaitée.
- Conditions ambiantes : pollution, températures, lubrification, prix et disponibilité...

[Pre]

II.10.2 Capacité de charge dynamique C et statique C_0

La charge dynamique de base C, est la charge radiale constante qui satisfait le critère suivant : 90% d'un grand échantillon de roulements identiques ne doivent pas montrer de signes de fatigue après 1 million de tours. Cette constante dépend de la géométrie interne d'un roulement ainsi que de son matériau et sa fabrication [Iso].

La charge statique de base C_0 , est la charge radiale constante qui provoque une contrainte spécifique dans l'élément/piste le plus chargé. Cette contrainte produit une déformation plastique totale (élément+piste) d'environ 0.01% du diamètre de l'élément roulant. [Iso]

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 axial A plus charge radiale R réellement exercée sur le roulement. P est différent de la charge combinée F.

A et R étant connues, la charge P est calculée à l'aide de la relation :

$$P = x \times R + y \times A \quad (\text{II. 27})$$

x Et y sont des coefficients normalisés liés à la nature du roulement et ses dimensions [Iso].

II.10.4 La durée de vie des roulements [Iso]

La durée nominale est calculée selon la formule suivante :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (\text{Millions de tours}) \quad (\text{II. 28})$$

L_{10} : Durée de vie du roulement en millions de tours ;

C : Charge dynamique de base ;

P : Charge équivalente exercée sur le roulement ;

$n=3$ pour les roulements à billes ;

$n=10/3$ pour les roulements à rouleaux.

Il est souvent plus utile d'obtenir une durée en heure plutôt qu'en millions de tours. C'est pourquoi, lorsque la vitesse est constante, la formule de la durée nominale peut s'écrire :

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \times 10^6}{60 \times N} \quad (\text{Heures}) \quad (\text{II. 29})$$

N : Vitesse de rotation en (tr/min).

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

- Choix du roulement

Le diamètre de l'axe du tambour moteur $D_m = 70$ mm , Voir les caractéristiques de palier (Annexe A) [Skf].

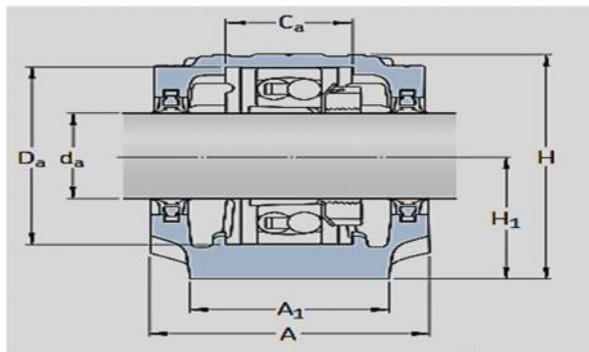


Figure II.18 : Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage [Skf].

Le type de roulement choisie est un roulement à rouleaux double à rotule [Cev 15], donc on choisie un roulement pour l'axe du tambour moteur dans les dimensions sont (voir Annexe B) [Skf] :

Diamètre intérieur : $d_m = 70$ mm;

Diamètre extérieur : $D_m = 140$ mm;

Largeur : $B_m = 33$ mm;

Capacité de charge dynamique : $C = 236000$ N ;

Capacité de charge statique : $C_0 = 270000$ N.

- La charge équivalente

Dans notre cas le type de roulement choisie est un roulement à rouleaux double à rotule, dont la charge équivalente se calcul par les formules (II.30) et (II.31).

$$\bullet \text{ Si } \frac{A}{R} \leq e \quad \text{alors } P = R + y_1 \times A \quad (\text{II. 30})$$

$$\bullet \text{ Si } \frac{A}{R} \geq e \quad \text{alors } P = x \times R + y_2 \times A \quad (\text{II. 31})$$

$$\text{Avec } x = 0.67$$

A et R charge axiale et radiale respectivement.

e, y_1, y_2 Sont indiqués dans les annexes des roulements.

$$\text{On a: } \frac{A}{R} = \frac{T_1 + T_2}{q_m}$$

$$\text{AN: } \frac{A}{R} = 6.22 > e_m = 0.22$$

Après calcul, la charge équivalente est :

$$P_m = 32565.19 \text{ N}$$

- La durée de vie du roulement

La durée de vie en millions de tours de fonctionnement L_{10} après calcul, est :

$$L_{10} = 736.54 \text{ millions tours}$$

La durée de vie en heures de fonctionnement après calcul, est :

$$\begin{aligned} L_{10h} &= 128541 \text{ heures} \\ &= 5355.87 \text{ Jours} \end{aligned}$$

II.10.6 Calcul des roulements pour l'axe du tambour de renvoi

- Choix du roulement

Le diamètre de l'axe du tambour de renvoi : $D_r = 60 \text{ mm}$, Voir les caractéristiques de palier (Annexe C) [Skf].

La vitesse de rotation : $N_r = 119.36 \text{ tr/min}$

Le type de roulement choisie est un roulement à rouleaux double à rotule [Cev 15], donc on choisie un roulement pour l'axe du tambour moteur dans les dimensions sont (voir Annexe D) [Skf]:

Diamètre intérieur : $d_r = 60 \text{ mm}$;

Diamètre extérieur : $D_r = 120 \text{ mm}$;

Largeur : $B_r = 31 \text{ mm}$;

Capacité de charge dynamique : $C = 193000 \text{ N}$;

Capacité de charge statique : $C_0 = 216000 \text{ N}$.

- La charge équivalente

On a:
$$\frac{A}{R} = \frac{T_0 + T_3}{q_r}$$

AN:
$$\frac{A}{R} = 8.71 > e_r = 0.24$$

Après calcul, la charge équivalente est :

$$P_r = 28535.50 \text{ N}$$

- La durée de vie du roulement

La durée de vie en millions de tours de fonctionnement L_{10} après calcul, est :

$$L_{10} = 585.11 \text{ millions tours}$$

La durée de vie en heures de fonctionnement après calcul, est :

$$\begin{aligned} L_{10h} &= 81701 \text{ heures} \\ &= 3404.20 \text{ Jours} \end{aligned}$$

II.10.7 Calcul des roulements pour l'axe du tambour de contrainte

- Choix du roulement

Le diamètre de l'axe du tambour de contrainte $D_c = 50 \text{ mm}$, Voir les caractéristiques de palier (Annexe E) [Skf].

La vitesse de rotation : $N_c = 251.29$

Le type de roulement choisie est un roulement à rouleaux double à rotule [Cev 15], donc on choisie un roulement pour l'axe du tambour de contrainte dans les dimensions sont (voir Annexe F) [Skf] :

Diamètre intérieur : $d_c = 50 \text{ mm}$;

Diamètre extérieur : $D_c = 100 \text{ mm}$;

Largeur : $B_c = 25 \text{ mm}$;

Capacité de charge dynamique : $C = 125000 \text{ N}$;

Capacité de charge statique : $C_0 = 127000 \text{ N}$.

- La charge équivalente

On a:
$$\frac{A}{R} \approx 0 < e_c = 0.42$$
, car la charge axiale est pratiquement négligeable (bande à vide) par rapport à la charge radiale.

Alors :
$$P_c = R = q_c$$

AN :
$$P_c = 616.33 \text{ N}$$

- La durée de vie du roulement

La durée de vie en millions de tours de fonctionnement L_{10} après calcul, est :

$$L_{10} = 49014248.83 \text{ millions tours}$$

La durée de vie en heures de fonctionnement après calcul, est :

$$\begin{aligned} L_{10h} &= 5132919555 \text{ heures} \\ &= 2138716481 \text{ jours} \end{aligned}$$

Ce roulement a une durée de vie pratiquement illimitée.

Conclusion

Par étapes successives, on a obtenu à partir des données concernant les caractéristiques des composants du convoyeur à bande TB21A, les éléments qui sont résumés dans le tableau (II.13).

Tableau II.13 - Comparaison entre les caractéristiques fournies et les calculs théoriques réalisés.

Caractéristiques fournies	Calculs théoriques pour 320 t/h
La largeur de la bande 800mm	La largeur de la bande 800 mm
l'écartement des stations supérieures $a_0 = 1 \text{ m}$	l'écartement maximal des stations supérieures $a_0 = 1.5 \text{ m}$
l'écartement des stations inférieures $a_u = 3 \text{ m}$	l'écartement maximal des stations inférieures $a_u = 3 \text{ m}$
l'écartement aux points de chargement $a_1 = 1.4 \text{ m}$	l'écartement maximal aux points de chargement $a_1 = 1.5 \text{ m}$
Longueur de transition $L_t = 1.3 \text{ m}$	Longueur de transition $L_t = 1.3 \text{ m}$
Diamètre des rouleaux $\phi = 89 \text{ mm}$	Diamètre des rouleaux $\phi = 89 \text{ mm}$
Diamètre du tambour d'entraînement $\phi_m = 500 \text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour d'entraînement $\phi_m = 400 \text{ mm}$
Diamètre du tambour de renvoi $\phi_r = 400 \text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour de renvoi $\phi_r = 315 \text{ mm}$
Diamètre du tambour de contrainte $\phi_c = 190 \text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour de contrainte $\phi_c = 250 \text{ mm}$
Diamètre de l'axe du tambour d'entraînement $d_m = 70 \text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour d'entraînement $d_m = 53.8 \text{ mm}$
Diamètre de l'axe du tambour de renvoi $d_r = 50 \text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour de renvoi $d_r = 38.6 \text{ mm}$
Diamètre de l'axe du tambour de contrainte $d_c = 50 \text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour de contrainte $d_c = 17.16 \text{ mm}$

➤ Type de roulement : Roulement à rouleaux double à rotules :

- **Tambour moteur :**
 - Diamètre intérieur : $d_m = 70$ mm ;
 - Diamètre extérieur : $D_m = 140$ mm ;
 - Largeur : $B_m = 33$ mm.
- **Tambour de renvoi :**
 - Diamètre intérieur : $d_r = 60$ mm ;
 - Diamètre extérieur : $D_r = 120$ mm ;
 - Largeur : $B_r = 31$ mm.
- **Tambour de contrainte :**
 - Diamètre intérieur : $d_c = 50$ mm ;
 - Diamètre extérieur : $D_c = 100$ mm ;
 - Largeur : $B_c = 25$ mm.

➤ Puissance globale de la bande $P_g = 18.33$ kW ;

➤ Poids du produit transporté par mètre linéaire $q_G = 35.5$ Kg/m.

➤ Débit volumique $Q_v = 183.65$ m³/h.

Après l'étude qu'on a fait, on remarque que les résultats théoriques concernant la conception de convoyeur TB21A, sont semblables aux mesures choisie par rapport aux valeurs limites pour l'installation du convoyeur TB21A, sauf le diamètre de tambour de contrainte qui est loin de la norme et qui doit être changé.

Partie II

II.11. Le motoréducteur

Un motoréducteur triphasé est une combinaison entre un moteur asynchrone triphasé et d'un réducteur mécanique de vitesse. Sous une forme extrêmement compacte, dans laquelle l'arbre moteur fait partie intégrante du premier train d'engrenages.

La fréquence de rotation d'un moteur dépasse couramment la valeur souhaitée pour les mouvements des organes récepteurs. Certaines applications nous imposent de recourir à des motoréducteurs, c'est le cas de convoyeur à bande.



Figure II.19 : Vue générale d'un motoréducteur.

Après avoir effectué une visite sur le terrain, nous avons pu relever la plaque signalétique du motoréducteur. Le tableau(II.14) nous donne les différentes caractéristiques de ce dernier.

Le moteur installé au pied du transporteur TB 21A assure la translation de la bande, il est alimenté directement sur le réseau triphasé. Il est de marque type SEW USOCOME et le tableau (II.14) nous donne les caractéristiques de ce moteur [Cev 15].

Tableau II.14 : Caractéristiques de moteur du transporteur TB 21A.

Désignation	Valeur/référence
Type	MAS 3 ~ KA 87/T/112 GD DV 180M4
Le degré de protection	IP 55
La tension nominale	380 v Δ , 660 v Y
Le courant nominal	38.5 A Δ , 22.5 A Y
La puissance nominale	18.5 kW
Le couple nominale	121 N.m
Le facteur de puissance	$\cos \varphi = 0.8$
La vitesse	1465 tr/min
La fréquence	50 Hz
Classe d'isolation	F

Le réducteur de vitesse de TB21A est de type SEW USOCOME, ses caractéristiques techniques sont données dans le tableau (II.15) [Cev 15].

Tableau II.15 : Caractéristiques techniques de réducteur de vitesse de TB21A.

Désignation	Valeurs/références
Type	KA87/A/T/112GD
La vitesse à l'entrée du réducteur	Ne : 1465 tr/mn
La vitesse à la sortie du réducteur	Ns : 84 tr/mn
Le rapport de réduction	R=17.42
Le couple nominal sur l'arbre de sortie	2100 N.m.
Le rendement	99%
La masse	244.196 Kg

II.11.1 Etude du moteur

Introduction

Le choix de moteur à installer est très important de point de vu puissance, la commande, la vitesse, la robustesse et la fiabilité. Pour cela on procède à étudier les caractéristiques de chaque moteur pour choisir le moteur le mieux placer pour entrainer le système existant.

II.11.1.1 Machine asynchrone

La machine asynchrone est la machine électrique la plus utilisée dans l'industrie, elle est peut-être moins coûteuse robuste, et son entretien est très limité, fonctionnant directement sur le secteur alternatif.

Les machines asynchrones, à la différence des machines synchrones, sont utilisées surtout comme moteur, elles peuvent fonctionner en génératrice quand le rotor est entraîné dans le sens du champ tournant à une vitesse supérieure à celle du synchronisme.

Le moteur asynchrone est le type le plus répandu des moteurs électriques, sa prépondérance par rapport aux autres moteurs est due aux inconvénients présentés par ses dernières, on peut citer [Phi] :

- Pour le moteur synchrone classique, la nécessité de l'accrochage sur le réseau.
- pour le moteur à collecteurs, le prix et la fragilité relative des collecteurs.
- Le moteur asynchrone dans sa solution à cage est le moins cher et le plus robuste.

La vue en coupe de la machine asynchrone:

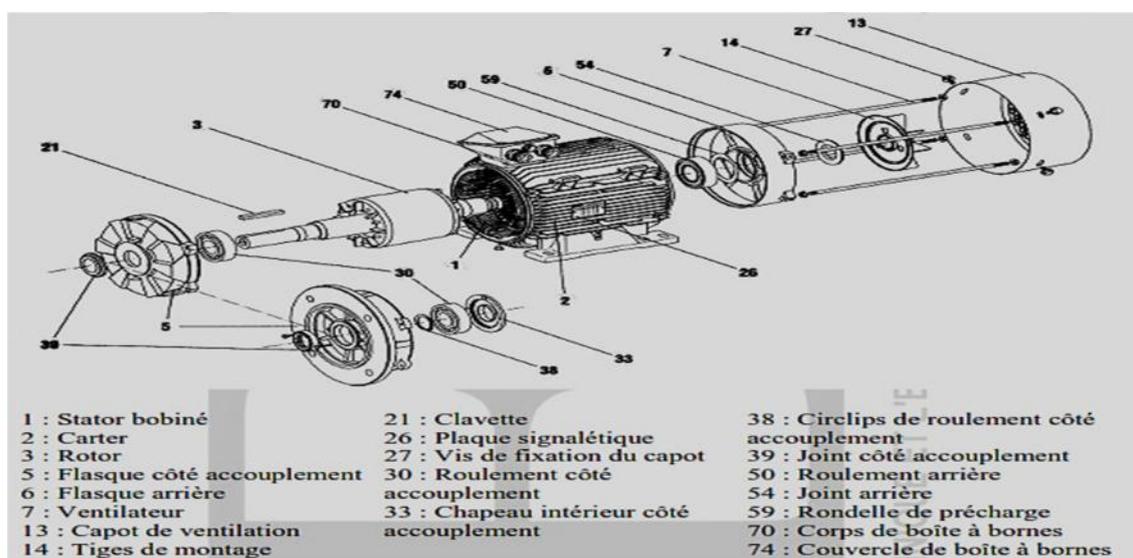


Figure II.20 : La vue en coupe de la machine asynchrone [Phi]

II.11.1.2 Choix du moteur

Pour assurer un fonctionnement optimale d'un système industriel, le moteur asynchrone est le plus adapté à savoir ses avantages par rapport aux autres types de machines.

II.11.1.3 Critères de choix

Pour un choix optimal d'un moteur asynchrone, on doit satisfaire plusieurs critères, à savoir :

a) La nature du réseau

- Alternatif monophasé, triphasé avec ou sans neutre, polyphasé ...
- Continu.

b) Les caractéristiques

- Tension ;
- Fréquence ;
- Puissance ;
- ...

c) Chaîne de transmission

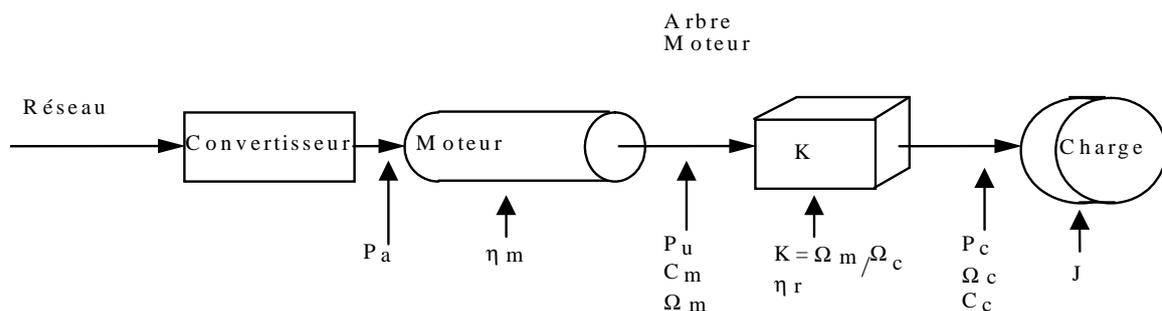


Figure II.21 : schéma d'une chaîne de transmission.

P_a : La puissance absorbée par le moteur ;

η_m : Le rendement du moteur ;

P_u : La puissance utile fournie par le moteur sur l'arbre ;

C_m : Le couple utile sur l'arbre du moteur ;

Ω_m : La vitesse de rotation de l'arbre du moteur ;

η_r : Le rendement du réducteur

P_c : La puissance demandée par la charge ;

Ω_c : La vitesse de rotation de la charge ;

C_c : Le couple résistant de la charge ;

J : Le moment d'inertie.

d) Type du couple résistant sur l'arbre du moteur $C_r = f(\Omega)$

- Couple constant : ponts roulants, grues, levage... ;
- Couple linéaire : une génératrice alimentant une charge constante ;
- Couple parabolique : couple des ventilateurs et des pompes centrifuges ;
- Couple à caractéristique hyperbolique tel que le couple des machines-outils.

e) Le moment d'inertie

L'inertie caractérise les masses en mouvement (paramètre dynamique). C'est par son inertie qu'un système s'oppose aux changements de vitesse que l'on veut lui imposer. La grandeur physique associée à l'inertie est le moment d'inertie J en $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

II.11.1.4 Services de fonctionnement

Le choix d'une machine est également conditionné par la question d'échauffement. Ainsi on définit 8 services normalisés suivant les régimes de fonctionnement (démarrage, fonctionnement nominal, fonctionnement à vide, freinage, nature de la charge) dont trois sont dits service de base ; les autres sont dits services dérivés. On se limite à citer les trois services de base S1, S2 et S3.

1) Service continu S1 C'est un service caractérisé par le fait que la température du moteur atteint la température permanente, dans ce cas, le moteur peut fonctionner quelques heures, quelques jours ou quelques mois.

Les mécanismes qui fonctionnent dans ce service sont les pompes, les compresseurs...

2) Service temporaire S2 Ce service est caractérisé par le fait que, durant la période de travail, la température du moteur augmente mais n'atteint pas la température permanente, tandis que le temps d'arrêt (repos) est si important que la température du moteur diminue jusqu'à la température du milieu ambiant.

Dans la norme C.E.I, les durées des services temporaires sont respectivement de 15, 30 et 60 minutes.

3) Service intermittent S3 C'est un service caractérisé par un temps de travail pour lequel la température n'atteint pas la température permanente, et par un temps d'arrêt insuffisant pour que la température du moteur diminue jusqu'à la température ambiante. Le service intermittent est caractérisé par un facteur de marche FM normalisé :

$$FM = \frac{t_{tr}}{t_c} \times 100 \%$$

(FM= 15, 30, 40 ou 60%)

t_{tr} : Temps de travail (fonctionnement) ;

t_c : Temps de cycle.

II.12 Caractéristiques mécaniques d'une machine asynchrone [Ler 10]

II.12.1 couple mécanique en fonction de la vitesse

La figure (II.22) représente les caractéristiques du couple mécanique et d'intensité en fonction de la vitesse.

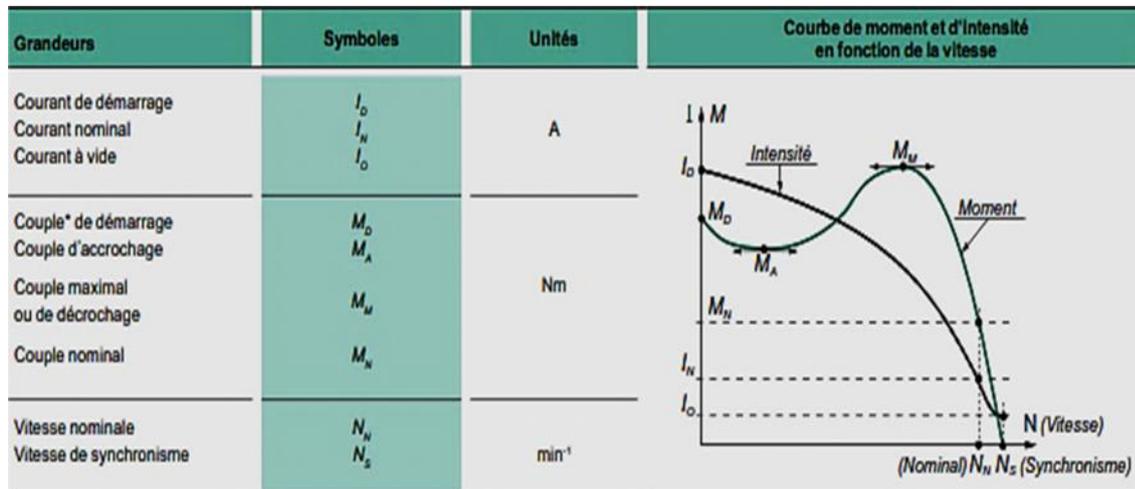


Figure II.22 : Caractéristiques du couple mécanique et d'intensité en fonction de la vitesse.

II.12.2 Les données du convoyeur

La puissance de convoyeur TB21A : $P_g = 18.33$ kW .

La vitesse de rotation de tambour moteur : $N_m = 95.5$ tr/min.

II.12.3 Calcul de couple de charge

$$C_{ch} = \frac{P_g}{\omega} \quad (II.32)$$

C_{ch} : Couple à la sortie de réducteur.

Avec :
$$\omega = \frac{2 \times \pi \times N_m}{60}$$

Après calcul on aura : $C_{ch} = 1832.86$ N.m

Calcul de couple de charge ramené à l'arbre moteur

on a la relation :

$$P_g = C_{ch} \times \omega$$

Et que le rendement de réducteur est : $\eta_r = 0.99$

On aura :
$$P_1 = \frac{P_g}{0.99} \Rightarrow P_b = P_1 \times 0.99 = C_{ch} \times \omega$$

Avec :
$$P_1 = C_1 \times \omega_1 \Rightarrow C_1 = \frac{C_{ch} \times \omega}{0.99 \times \omega_1}$$

AN:
$$C_1 = 120.68 \text{ N.m}$$

C_1 : Le couple de charge ramené à l'arbre moteur (à l'entrée de réducteur).

Le choix du moteur d'entraînement s'appuie sur des résultats théoriques obtenus précédemment ce qui veut dire on choisit un moteur asynchrone triphasé à cage d'écurueil à 2 paires de pôles, sa plaque signalétique est représentée dans le tableau (II.16) [Cat 01].

Tableau II.16 : Plaque signalétique de moteur du convoyeur TB21A.

Désignation	Valeur ou référence
Type	MAS 3 ~ KA 87/T/112 GD
Le degré de protection	IP 55
La tension nominale	380 v Δ, 660 v Y
Le courant nominal	38.5 A Δ, 22.5 A Y
La puissance nominale	18.5 kW
Le couple nominale	121 N.m
Le facteur de puissance	cos φ = 0.8
La vitesse	1465 tr/min
La fréquence	50 Hz
Courant de démarrage	$5.9 \times \frac{I_n}{I_n}$
Couple maximum	$3.1 \times \frac{C_n}{C_n}$
Couple de démarrage	$2.6 \times \frac{C_n}{C_n}$
Couple d'accrochage	$2 \times \frac{C_n}{C_n}$
Moment d'inertie J	$1120 \times 10^{-4} \text{ Kg.m}^2$

II.12.4 Vérification de la puissance

Calcul du couple accélérateur et du temps de démarrage

La mise en vitesse se fait en un temps que l'on peut calculer par la formule simplifiée (II.33) [Ler 10] :

$$t_d = \frac{\pi}{30} \times \frac{N_n \times J_{Nt}}{C_{mo} - C_1} \tag{II.33}$$

t_d : Temps de mise en vitesse en secondes ;

J_N : Moment d'inertie en Kg.m² de l'ensemble ramené s'il y a lieu à la vitesse de l'arbre développant C_{moy} [Ler 10] :

$$J_N = J_{N'} \times \left(\frac{N_m}{N_n}\right)^2 \quad (\text{II.34})$$

$J_{N'}$: Moment d'inertie de réducteur (l'arbre à la sortie du réducteur) ;

$$J_{N'} = m \times \frac{D_1 m - D_2 m}{4} \quad (\text{II.35})$$

AN: $J_{N'} = 0.34 \text{ Kg. m}^2$

$$J_N = 0.0014 \text{ Kg. m}^2$$

$$J_{Nt} = J_N + J \quad (\text{II.36})$$

$$J_{Nt} = 0.1134 \text{ Kg. m}^2$$

N_m : Vitesse finale (tambour moteur) en tr/min ;

C_{moy} : Couple accélérateur moyen en N.m développé par le moteur durant le démarrage diminué de couple résistant moyen pendant la même période, on peut écrire avec une bonne approximation [Ler 10] :

$$C_{moy} = \frac{C_d + 2 \times C_a + 2 \times C_m + C_n}{6} \quad (\text{II.37})$$

AN : $C_{moy} = 278.3 \text{ N. m}$

Après calcul on aura : $t_d = 0.11 \text{ s}$

II.12.5 Détermination de la puissance nominale en fonction des services

La règle générale pour moteurs standard [Ler 10]:

$$P_{nv} = \sqrt{\frac{n \times t_d \times \left[\frac{I_d}{I_n} \times P_n\right]^2 + (3600 - n \times t_d) \times p_u^2 \times f_{dm}}{3600}} \quad (\text{II.38})$$

n : Nombre de démarrage (équivalents) par heure, dans notre cas le moteur fonctionne avec service S1, ce qui donne $n_{max} = 6$ [Ler 10].

f_{dm} : Facteur de marche, il s'agit du rapport exprimé en %, de la durée de mise sous tension du moteur pendant le cycle à la durée totale du cycle, à condition que celle-ci soit inférieure à 10 minutes, dans notre cas le moteur fonctionne avec service type S1, ce qui donne : $f_{dm} = 1$ [Ler 10].

Après calcul on aura : $P_{nv} = 18.38 \text{ kW}$

On remarque que la puissance nominale vérifiée par rapport aux services de fonctionnement de moteur est inférieure à la puissance nominale indiquée dans la plaque signalétique de ce dernier, donc le moteur convient au système choisi.

II.13 Etude de réducteur

Les réducteurs de vitesse permettent d'adapter la vitesse de rotation du moteur à celle de la bande, en la réduisant et en augmentant le couple sur son arbre de sortie. Ce dernier intervient aussi pour amortir les à-coups pendant la mise en marche du système.

II.13.1. La vitesse sur l'arbre du moteur

La vitesse sur l'arbre du moteur est régie par la relation suivante :

$$N_1 = N_s \times R_r \Rightarrow N_s = \frac{N_1}{R_r} \quad (\text{II. 39})$$

AN : $N_s = 84 \text{ tr/min}$

N_1 : La vitesse à l'entrée du réducteur ;

N_s : Vitesse de rotation en sortie du réducteur ;

R_r : Rapport de réduction du réducteur.

II.13.2 Le couple nominal sur l'arbre de sortie du réducteur

La grandeur caractéristique des réducteurs de vitesse est le couple nominal de sortie (C_{ns}) Exprimé en Newton-mètre (N.m) : elle est donnée par la relation (II.40) [Ser 09]:

$$C_{ns} = \frac{P_n \times 9550}{N_s} \times \eta \quad (\text{II. 40})$$

P_n : Puissance du moteur exprimée en kW.

AN : $C_{ns} = 2082 \text{ N.m}$

Conclusion

Après avoir vérifié les caractéristiques du Moteur choisie, les résultats théoriques confirment que le moteur choisie pour l'entraînement de convoyeur TB21A est suffisamment capable d'entraîner la charge actuelle qui est de 320 t/h. Car la puissance nominale délivrée par le moteur (18.5 kW) est supérieure à la puissance demandée par le convoyeur TB21A (18.33 kW).

Pour transporter les 320 t/h, le moteur tourne à une vitesse de 1465 tr/min le système qui donne plus de compatibilité entre ces deux grandeurs c'est bien le réducteur, après une simple étude théorique on a constaté que pour transporter 320 t/h avec une vitesse de la bande de 2.5 m/s, il faut que le réducteur ait les caractéristiques suivantes : $N_s = 84$ tr/min, $C_{ns} = 2082$ N.m .

Il est clair que ces résultats se confondent avec la fiche technique (plaque signalétique) de réducteur existant, ce qui confirme que le système actuel fonctionne sans aucune lacune.

Chapitre III

Etude électromécanique du système fonctionnant à débit 500 t/h :

Introduction :

Vue l'importance de l'activité du quai, Cevital nécessite un transport rapide de la matière première, pour cela il nous a été proposé d'étudier la possibilité d'augmenter le débit de 320 t/h jusqu'à 500 t/h.

On a organisé ce chapitre en deux parties, une partie mécanique et une partie électrique. Pour optimiser l'ancien système d'entraînement avec des performances les moins coûteuses, on procédera à déterminer les nouvelles dimensions des principaux éléments mécaniques et électriques du convoyeur TB21A et de déterminer la nouvelle puissance nécessaire pour l'entraînement de la nouvelle charge.

A la fin de ce chapitre on proposera une idée complémentaire. C'est d'avoir une autre solution pour bien commander le système d'entraînement afin d'avoir le débit désiré qui est de 500 t/h.

Partie I

Etude mécanique

III.1 Caractéristiques de convoyeur TB 21A

III.1.1 Caractéristiques de produit transporté

L'angle d'éboulement

L'angle d'éboulement de sucre brut est : $\theta = 30^\circ$

Angle de talutage

L'angle de talutage est: $\beta = 20^\circ$.

III.2 Calcul de la largeur de la bande

On détermine la largeur de la bande essentiellement en fonction de la quantité du produit transporté qui figure au cahier de charge, on peut ainsi exprimer la capacité du convoyeur comme étant le débit volume Q_v [m^3/h]. En fonction de l'angle d'inclinaison des rouleaux, de l'angle de talutage du produit et de la vitesse de la bande, d'après la formule (II.1) [Con 09].

Après calcul en aura : $Q_v = 286.96 \text{ m}^3/\text{h}$

Pour un angle de talutage $\beta = 20^\circ$, angle d'inclinaison des stations supérieures $\lambda = 35^\circ$.

D'après le tableau (II.3), la valeur la plus proche de $286.96 \text{ m}^3/\text{h}$ est :

$Q_v = 290.1 \text{ m}^3/\text{h}$. Cela correspond à une bande de largeur 800 mm.

III.3 Ecartement des stations supports

D'après le tableau (II.4) Pour une largeur de la bande de 800mm, et la masse volumique du sucre roux $\rho_s = 0.88 \text{ t}/\text{m}^3$ on aura :

- Ecartement maximal des stations supérieures : $a_0 = 1.5 \text{ m}$;
- Ecartement maximal des stations inférieures : $a_u = 3 \text{ m}$;
- Ecartement maximal aux points de chargement : $a_i = \frac{a_0}{3} = 0.5 \text{ m}$.

III.3.1 Longueur de transition L_t

Le graphique de la figure (II.10) permet de déterminer la longueur de transition L_t en fonction de la largeur de la bande et de l'inclinaison λ des rouleaux latéraux des stations-supports, pour des bandes à armature textile et des bandes à armature métallique.

Pour le TB21A la bande est à armature textile EP (polyester) de largeur 800 mm donc :
 $L_t = 1.3$ m.

Il est recommandé d'installer sur ce tronçon une station support espacée de 650 mm de tambour.

III.4 Les rouleaux

III.4.1 Choix du diamètre des rouleaux en fonction de la vitesse

A partir de la vitesse de la bande et du diamètre des rouleaux, on peut déterminer les tours-minute des rouleaux à l'aide de la formule (II.2)

D'après le tableau (II.5), la largeur de la bande TB21A est 800 mm et de vitesse 2.5 m/s. Le diamètre recommandé des rouleaux sera de $\varnothing = 89$ mm.

D'où : $N = 536.48$ tr/min

III.5 Effort tangentiel

Effort tangentiel pour déplacer une section de brin supérieur F_a

Le poids du produit transporté (sucre roux) par mètre linéaire est calculé par la formule (II.5):

Après calcul on aura : $q_G = 55.55$ kg/m

L'effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur d'après la formule (II.4) sera :

$$F_a = 3278.92 \text{ N}$$

➤ Effort tangentiel pour déplacer une section de brin inférieure F_r

L'effort tangentiel pour déplacer une section du brin inférieur d'après la formule (II.8) sera :

$$F_r = 478.39 \text{ N}$$

Donc l'effort tangentiel total est :

$$F_u = 3757.31 \text{ N}$$

III.6 Définition des tensions sur les brins de la bande pour 500 t/h

III.6.1 Calcul des tensions sur les brins de la bande

Tension T_1 et T_2

D'après le tableau (II.11) le convoyeur TB21A a un arc d'enroulement de 200° , et un dispositif de reprise de tension à vis dont le tambour est caoutchouté, donc $C_w = 0.75$

Après calcul on aura :

$$T_2 = 2817.98 \text{ N}$$

$$T_1 = 6575.29 \text{ N}$$

III.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:

Tension T_3

D'après la formule (II.12) en aura :

$$T_3 = 3296.37 \text{ N}$$

Tension T_0

D'après la formule (II.13) en aura :

$$T_0 = 5957.73 \text{ N}$$

III.7 Dimensionnement des tambours

Le convoyeur est constitué de trois tambours de commande, renvoi, contrainte leurs diamètres sont dimensionnés comme suit :

III.7.1 Calcul des diamètres des tambours

D'après le tableau (II.11) les diamètres minimaux recommandés pour le TB21A sont :

Tambour d'entraînement : $\phi_{min} = 400 \text{ mm}$ On prend $\phi = 500 \text{ mm}$.

Tambour de renvoi : $\phi_{min} = 315 \text{ mm}$ On prend $\phi = 400 \text{ mm}$.

Tambour de contrainte : $\phi_{min} = 250 \text{ mm}$ On prend $\phi = 300 \text{ mm}$.

III.7.2 La masse des tambours

Du fait que les diamètres des trois tambours sont identiques aux anciens. Donc leurs masses seront :

La masse du tambour de commande est de 86.35 Kg ;

La masse du tambour de renvoi est de 69.08 Kg ;

La masse du tambour de contrainte est de 45.52 Kg .

III.8 Calcul de la puissance du TB21A pour la nouvelle charge

On calcule la puissance du convoyeur par la formule (II.17).

Donc on aura :

$$P_b = 15.53 \text{ kW}$$

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

La puissance globale du convoyeur est : $P_g = 19.41 \text{ kW}$.

III.9 Dimensionnement des axes des tambours

Constitué de trois tambours de commande, renvoi, contrainte leurs axes sont dimensionnés comme suit :

III.9.1 Tambour de commande

D'après la formule (II.19), Déterminons la résultante C_p des tensions et du poids du tambour (pour des raisons de simplicité, on supposera que T et q_m sont perpendiculaires entre eux).

Après calcul on aura : $C_{pm} = 9458.85 \text{ N}$

D'après la formule (II.20) Le moment fléchissant sera :

$$M_{fm} = 851.29 \text{ N.m}$$

D'après la formule (II.21) Le moment de torsion sera :

$$M_{tm} = 1940.79 \text{ N.m}$$

D'après la formule (II.22) On peut maintenant déterminer le moment fléchissant idéal :

Après calcul on aura : $M_{ifm} = 1884.06 \text{ N.m}$

D'après la formule (II.23) On déduit la valeur du module de résistance :

$$W_m = 16873.18 \text{ mm}^3$$

D'où on déduit le diamètre de l'axe du tambour, d'après la formule (II.24) :

$$d_m = 55.59 \text{ mm}$$

A partir des résultats de ces calculs, on peut choisir le diamètre de l'axe, en fonction de roulements et de supports ordinaires, en prenant la dimension immédiatement supérieure à celle obtenue par calcul et dans ce cas on prendra un diamètre normalisé : $\varnothing = 70 \text{ mm}$.

III.9.2 Tambour de renvoi

D'après la formule (II.25). Déterminons la résultante C_{pr} des tensions et du poids du tambour (pour des raisons de simplicité, on supposera que T et q_r sont perpendiculaires entre eux).

Après calcul en aura : $C_{pr} = 9285.74 \text{ N}$

Le moment fléchissant sera :

$$M_{fr} = 835.71 \text{ N.m}$$

On déduit la valeur du module de résistance :

$$W_r = 7484.48 \text{ mm}^3$$

D'où on déduit le diamètre de l'axe du tambour :

$$d_r = 42.4 \text{ mm}$$

Dans ce cas également, à partir du résultat des calculs, on peut choisir le diamètre d'axe immédiatement supérieur à celui obtenu par calcul, mais qui normalise les roulements et les supports. Dans ce cas on prendra un diamètre normalisé de : $\varnothing = 60 \text{ mm}$.

III.9.3 tambour de contrainte

Déterminons la résultante C_p :

$$C_{pc} = q_c = 616.33 \text{ N}$$

Le moment fléchissant sera :

$$M_f = 55.47 \text{ N.M}$$

Donc :

$$W_c = 496.77 \text{ mm}^3$$

D'où on déduit le diamètre de l'axe du tambour :

$$d_c = 17.16 \text{ mm}$$

Dans ce cas également, à partir du résultat des calculs, on peut choisir le diamètre d'axe immédiatement supérieur à celui obtenu par calcul, mais qui normalise les roulements et les supports. Donc on prendra un diamètre normalisé de: $\varnothing = 50 \text{ mm}$.

III.10 Calcul des roulements

En mécanique, c'est un élément qui assure un guidage en rotation d'éléments (arbres ou moyeux) tournants où les frottements doivent être limités.

Les résultats de calcul sont portés dans le tableau (III.1).

Tableau III.1- Calculs des roulements.

	Dimensions	Charge équivalente	Durée de vie
Tambour de commande	d = 70 mm D = 140 mm B = 33mm C = 236 kN C ₀ = 270 kN	P _m = 43954.05 N	$L_{10} = 47301.91$ millions tours $L_{10h} = 47301.91$ heures = 1970.91 jours
Tambour de renvoi	d = 60 mm D = 120 mm B = 31 mm C = 193 kN C ₀ = 216 kN	P _r = 39380.41 N	$L_{10} = 1999.9$ millions tours $L_{10h} = 27919.73$ heures = 1163.32 jours
Tambour de contrainte	d = 50 mm D = 100 mm B = 25 mm C = 125 kN C ₀ = 127 kN	P _c = 616.33 N	$L_{10} = 773931.78$ millions tours $L_{10h} = 3250842243$ heures = 371100.71 ans

Par étapes successives, on a obtenu à partir des données concernant les caractéristiques des composants du convoyeur à bande TB21A, les éléments qui sont résumés dans le tableau (III.2).

Tableau III.2 - Comparaison entre les caractéristiques fournies et les calculs réalisés.

Caractéristiques fournies	Calculs théoriques pour 320 t/h	Calculs théoriques pour 500 t/h
La largeur de la bande 800 mm	La largeur de la bande 800 mm	La largeur de la bande 800 mm
Ecartement des stations supérieures $a_0 = 1 \text{ m}$	Ecartement maximal des stations supérieures $a_0 = 1.5 \text{ m}$	Ecartement maximal des stations supérieures $a_0 = 1.5 \text{ m}$
Ecartement des stations inférieures $a_u = 3 \text{ m}$	Ecartement maximal des stations inférieures $a_u = 3 \text{ m}$	Ecartement maximal des stations inférieures $a_u = 3 \text{ m}$
Ecartement aux points de chargement $a_1 = 1.4 \text{ m}$	Ecartement maximal aux points de chargement $a_1 = 1.5 \text{ m}$	Ecartement maximal aux points de chargement $a_1 = 1.5 \text{ m}$
Longueur de transition $L_1 = 1.3 \text{ m}$	Longueur de transition $L_1 = 1.3 \text{ m}$	Longueur de transition $L_1 = 1.3 \text{ m}$

Diamètre des rouleaux $\varnothing = 89\text{mm}$	Diamètre des rouleaux $\varnothing = 89\text{ mm}$	Diamètre des rouleaux $\varnothing = 89\text{ mm}$
Diamètre du tambour d'entraînement $\varnothing_m = 500\text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour d'entraînement $\varnothing_m = 400\text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour d'entraînement $\varnothing_m =$ 400 mm
Diamètre du tambour de renvoi $\varnothing_r = 400\text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour de renvoi $\varnothing_r = 315\text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour de renvoi $\varnothing_r = 315\text{ mm}$
Diamètre du tambour de contrainte $\varnothing_c = 190\text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour de contrainte $\varnothing_c = 250\text{ mm}$	Diamètre minimal du tambour de contrainte $\varnothing_c = 250\text{ mm}$
Diamètre de l'axe du tambour d'entraînement $d_m = 70\text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour d'entraînement $d_m = 53.8\text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour d'entraînement $d_m = 55.59\text{ mm}$
Diamètre de l'axe du tambour de renvoi $d_r = 50\text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour de renvoi $d_r = 38.6\text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour de renvoi $d_r = 42.4\text{ mm}$
Diamètre de l'axe du tambour de contrainte $d_c = 50\text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour de contrainte $d_c = 47.16\text{ mm}$	Diamètre minimal de l'axe du tambour de contrainte $d_c = 47.16\text{ mm}$

- Puissance globale de la bande $P_g = 19.41\text{kW}$;
- Poids du produit transporté par mètre linéaire $q_G = 55.5\text{ Kg/m}$;
- Débit volumétrique $Q_v = 286.96\text{ m}^3/\text{h}$.

Partie II

III.11 Etude électrique

III.11.1 Les données du convoyeur TB21A à 500 t /h

La puissance globale demandée de convoyeur TB21A : $P_b = 19.41\text{ kW}$.

La vitesse de rotation de tambour moteur : $N_m = 95.5\text{ tr/min}$.

III.11.2 Calcul de couple de charge pour 500t/h

D'après la relation (II.32) on aura :

$$C_{ch} = 1940.85\text{ N.m}$$

Calcul de couple de charge ramené à l'arbre moteur

D'après la figure (II.21) on a la relation :

$$P_g = C_{ch} \times \omega$$

Après calcul on aura :

$$C_1 = 127.79\text{ N.m}$$

Il est clair que la puissance consommée par le convoyeur TB21A (19.41 kW) est supérieure à la puissance fournie par le moteur (18.5 kW). Donc le choix du moteur d'entraînement s'appuie sur des résultats théoriques obtenus précédemment ce qui veut dire on choisit un moteur asynchrone triphasé à cage d'écurueil à deux paires de pôles, sa plaque signalétique est représentée dans le tableau (III.3). [Cat 01]

Tableau III.3 - Plaque signalétique de moteur du convoyeur TB21A pour 500 t/h de type SEW USOCOME.

Désignation	Valeur/référence
Type	MAS 3 ~ KA 87/T/112 GD
Le degré de protection	IP 55
La tension nominale	380 V Δ, 660 V Y
Le courant nominal	46 A Δ, 26.55 A Y
La puissance nominale	22 kW
Le couple nominale	143.4 N.m
Le facteur de puissance	$\cos \varphi = 0.82$
La vitesse	1465 tr/min
La fréquence	50 Hz
Rendement	90.5 %
Courant de démarrage	$6 \times I_n$
Couple maximum	$2.09 \times C_n$
Couple de démarrage	$2.7 \times C_n$
Couple d'accrochage	$2 \times C_n$
Moment d'inertie J	$1290 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

III.11.3 La vitesse sur l'arbre du moteur

La vitesse sur l'arbre du moteur est régie par la relation (II. 39) :

Après calcul on aura :

$$N_s = 84 \text{ tr/min}$$

III.11.4 Le couple nominal sur l'arbre de sortie du réducteur

La grandeur caractéristique des réducteurs de vitesse est le couple nominal de sortie donnée par la relation (II.40).

AN :
$$C_{ns} = 2476.17 \text{ N} \cdot \text{m}$$

III.11.5 Vérification de la puissance pour le débit 500 t/h

Pour réaliser cette vérification il faut tenir compte de temps de démarrage et couple accélérateur, puis déterminer la puissance en fonction des services qui caractérisent le fonctionnement de moteur.

III.11.5.1 Calcul du couple accélérateur et du temps de démarrage

On calcul le moment d'inertie de réducteur (l'arbre à la sortie du réducteur) par la formule (II.35) :

$$J_{N'} = 0.34 \text{ Kg. m}^2$$

La formule (II.34) nous donne :

$$J_N = 0.0014 \text{ Kg. m}^2$$

On calcul le moment d'inertie total par la formule (II.36) :

$$J_{Nt} = 0.1304 \text{ Kg. m}^2$$

On calcule le C_{moy} par la formule (II. 37) :

Après calcul on trouve :

$$C_{moy} = 283.93 \text{ N. m}$$

D'où :

$$t_d = 0.128 \text{ s}$$

III.11.5.2 Détermination de la puissance nominale en fonction des services

La formule (II. 38) nous permet de vérifier la puissance nominale de moteur.

AN :
$$P_{nv} = 19.5 \text{ kW}$$

La puissance nominale vérifiée est inférieure à la puissance utile du moteur, alors le moteur choisi est suffisant pour entrainer la nouvelle charge.

III.11.6 Calcule du glissement

On appelle le glissement le rapport de la fréquence (vitesse) de rotation de glissement à la fréquence de rotation de synchronisme, il est régi par la formule (III.1) :

$$g = \frac{N_s - N_n}{N_s} \quad (\text{III.1})$$

AN :
$$g = \frac{1500 - 1465}{1500} = 0.023$$

III.11.7 Calcul de la puissance absorbée par le moteur

La puissance active absorbée par le moteur est donnée par la formule (III.2) :

$$P_a = \sqrt{3} \times U_n \times I_n \times \cos \varphi \Leftrightarrow P_a = \frac{P_n}{\eta} = \frac{22}{0.905} = 24.3 \text{ kW} \quad (\text{III.2})$$

La puissance apparente sera :

$$S = \frac{P_a}{\cos \varphi} = \frac{24300}{0.82} = 29.63 \text{ kVA}$$

III.11.8 Point de fonctionnement du moteur en charge

La charge impose un couple résistant sur l'arbre qui tourne à la vitesse Ω . Le moteur doit fournir un couple utile C_u , à l'équilibre $C_u = C_r$, le point de fonctionnement du groupe moteur-charge se situe à l'intersection des caractéristiques mécaniques $C_u = f(\Omega)$ et $C_r = f(\Omega)$ [Phi].

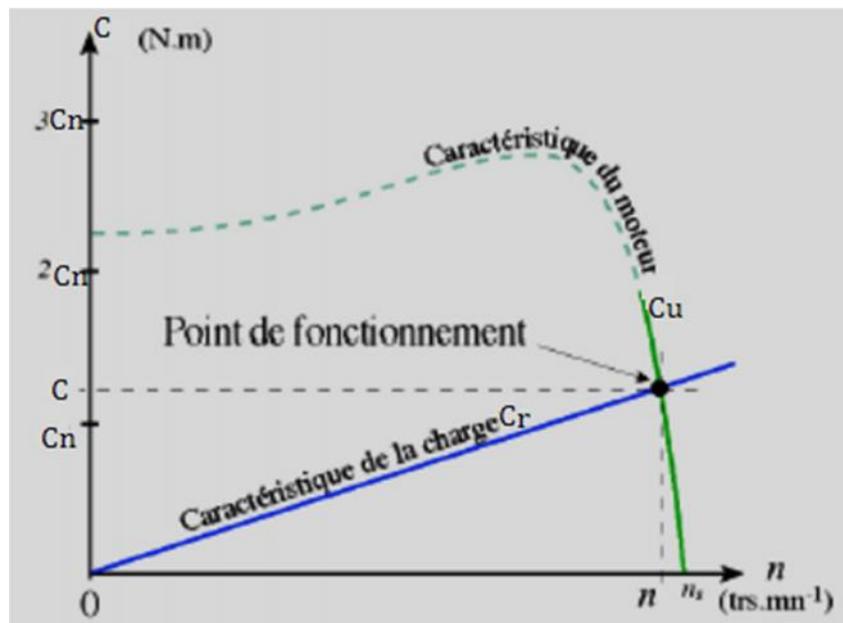


Figure III.1: Point de fonctionnement de moteur en charge [Phi].

III.11.9 Les différents démarrages des moteurs asynchrones

Un démarrage de moteur asynchrone à cage est caractérisé par deux grandeurs essentielles :

- Couple de démarrage ;
- Courant de démarrage.

Ces deux paramètres et le couple résistant détermine le temps de démarrage.

La construction des moteurs asynchrones à cage induit ces caractéristiques. Selon la charge entraînée, on peut être amené à régler ces valeurs pour éviter les à-coups de couple

sur la charge ou les à-coups de courant sur le réseau d'alimentation. Cinq modes essentiels sont retenus :

- Démarrage direct ;
- Démarrage étoile/triangle ;
- Démarrage statorique avec autotransformateur ;
- Démarrage statorique avec résistances ;
- Démarrage progressif.

- Démarrage progressif (par gradateur de tension)

Permet le démarrage et éventuellement la variation de vitesse du moteur tout en le protégeant contre toute surintensité et emballement [Ins 14].

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 de courant de démarrage à une valeur précise en agissant sur l'angle de commande des thyristors. Les caractéristiques de ce type de démarrage sont récapitulées dans le tableau (III.4).

Tableau III.4 - Démarrage progressif [Ler 10].

Mode	Schéma de principe	Courbes caractéristiques	Nombre de crans	Moment de démarrage	Courant de démarrage
DIGISTART D2 & D3				$K^2 M_b$	K_b
				$K = \frac{U_{\text{démarrage}}}{U_n}$	

III.11.10 Comparaison entre les différents types de démarrages

Les caractéristiques des différents types de démarrage des machines asynchrones sont présentées dans le tableau (III.5) :

Tableau III.5 - Les caractéristiques des divers procédés de démarrage.

CARACTERISTIQUES RESUMEES DES DIVERTS PROCEDES DE DEMARRAGE					
	Moteurs à cage			Démarrage avec autotransformateur	Démarrage progressif
	Démarrage direct	Démarrage étoile triangle	Démarrage statorique		
Courant initial de démarrage	4 à 8 I_n	1,3 à 2,6 I_n	4,5 I_n	1,7 à 4 I_n	2 à 5 I_n
Couple initial de démarrage	0,6 à 1,5 C_n	0,2 à 0,5 C_n	0,6 à 0,85 C_n	0,4 à 0,85 C_n	0,1 à 0,7 C_n
Avantages	-Démarrageur simple, peu onéreux -Couple de démarrage important	-Démarrageur relativement peu onéreux	-Possibilité de réglage des valeurs au démarrage. -Pas de coupure d'alimentation pendant le démarrage	-bon rapport couple /intensité -Possibilité de réglage des valeurs au démarrage. -Pas de coupure d'alimentation pendant le démarrage.	-Démarrage sans à coup -montée progressive en vitesse -limitation de l'appel de courant au démarrage
Inconvénients	-Pointe d'intensité très importante -s'assurer que le réseau admet cette pointe. Ne permet pas un démarrage doux et progressif.	-couple au démarrage faible. -pas de possibilité de réglage. -coupure d'alimentation au changement de couplage et phénomènes transitoires.	- faible réduction de la pointe de démarrage. - nécessite des résistances.	-Nécessite un autotransformateur -onéreux	Prix
Durée habituelle de démarrage.	2 à 3 secondes	3 à 7 secondes	7 à 12 secondes	7 à 12 secondes	Quelques secondes
Applications typiques	Petite machine même démarrant à pleine charge	Machine démarrant à vide Ventilateurs et pompes centrifuges de petite puissance	Machine à forte inertie sans problèmes particuliers de couple et d'intensité au démarrage.	Machine à forte puissance ou à forte inertie dans les cas ou la réduction de la pointe d'intensité est un critère important.	Entraînement des pompes et des ventilateurs de puissance nominale entre 3 et 630 kW -Convoyeurs

III.11.11 Choix de mode de démarrage

D'après les différents modes de démarrages vus précédemment, le démarrage le plus adapté à une machine asynchrone à cage d'écureuil est le démarrage progressif, avec un démarreur Altistar type ATS 01N244Q de marque Schneider Electric.

Critères de choix

Le démarreur Altistar 01 est conçu pour répondre à des applications d'automatisme standard.

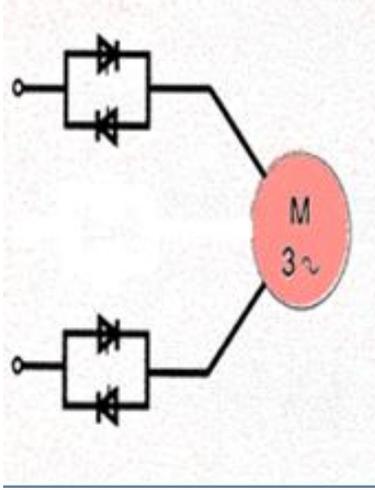
Outre le choix de l'application, la sélection du démarreur s'effectue en fonction des principaux critères suivants :

- La puissance et le courant nominal de la plaque signalétique de moteur.
- Le facteur de marche de l'application.

III.11.12 Principe de fonctionnement de démarreur progressif

Le tableau (III.6) explique le principe de fonctionnement du démarreur progressif.

Tableau III.6 - Le principe de fonctionnement du démarreur progressif.

Fonctionnement du démarreur progressif	Pont à thyristors, tête bêche
<p>Le démarreur progressif (Gradateur) est constitué de 2 thyristors, tête bêche, par phase. Ce qui permet de faire varier la tension lors de l'alternance positive et négative. L'angle d'amorçage α des thyristors détermine la valeur efficace de la tension que reçoit le moteur.</p>	

III.11.13 Caractéristique de démarreur ATS 01N244Q

Les caractéristiques de démarreur ATS 01N244Q pour moteur asynchrone de puissance 22 kW, voir (Annexe L) [Sch 04].

Présentation

Le démarreur progressif Altistar 01 est soit limiteur de couple au démarrage, soit un démarreur progressif ralentisseur pour les moteurs asynchrones.

L'utilisation de l'Altistar 01 améliore les performances de démarrage des moteurs asynchrones en permettant un démarrage progressif sans à-coup et contrôlé. Son utilisation permet la suppression des chocs mécaniques cause d'usure, d'entretien et de temps d'arrêt de production [Sch 04].

Ils sont destinés aux applications simples suivantes :

- Convoyeurs ;
- Tapis transporteurs ;
- Pompe ;
- Ventilateurs ;
-

Conformité aux normes

Les protections associées à chaque démarreur de classe F en fonction de la puissance de moteur sont représentés dans le tableau de l'annexe M [Sch 04].

Schémas de montage

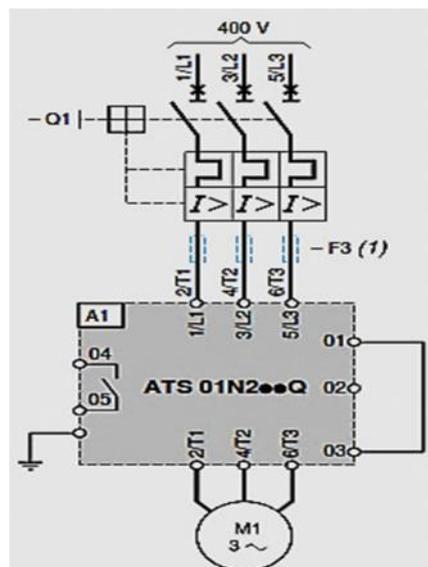


Figure III.2 : Schémas de montage de démarreur ATS01N244Q [Sch 04].

III.11.14 Avantages du démarreur progressif ATS 01N244Q

Le démarreur progressif délivre au démarrage une tension réduite et la montée progressive de celle-ci se fait jusqu'à sa valeur nominale. Ceci a pour conséquence de réduire les à-coups de couple préjudiciables aux moteurs, à la mécanique entraînée, ainsi que les courants de démarrage.

Sur les démarreurs, on peut avoir 3 réglages qui permettent :

- De régler le temps d'accélération.
- D'obtenir le couple de décollage nécessaire pour démarrer.
- De régler le temps de décélération.

L'intensité de démarrage est réglable de 2 à $5I_n$ ce qui donne un couple de démarrage $C_d = 0.1$ à $0.7C_n$

- Réduisez le temps de câblage (6 connexions au lieu de 12).
- Optimisez la taille des armoires (l'Altistar 01 est de dimension très réduite).
- Diminuez les élévations de température (faible dissipation thermique).

III.12 Analyse et perspective

Pour bien commander le système d'entraînement c'est-à-dire en diminuant la vitesse de moteur, la vitesse à la sortie de réducteur diminue $N_s = \frac{N_e}{17.42}$ si le débit dépasse les 500 t/h, ou bien augmenter la vitesse de moteur si le débit n'atteint pas les 500 t/h. pour réaliser cette caractéristique on propose d'installer un variateur de vitesse.

III.12.1 Le variateur de vitesse dans un système d'entraînement

Un variateur de vitesse est un dispositif qui asservit la vitesse d'un moteur électrique, [Ler 10] en contrôlant la fréquence et la tension de son alimentation électrique. Lorsque le variateur démarre un moteur, il applique initialement une fréquence et une tension faibles au moteur, évitant ainsi un courant d'appel trop important.

Principe de variation de vitesse [Ins 14]

La vitesse de synchronisme d'un moteur asynchrone triphasé est fonction de la fréquence et du nombre de paires de pôles : $N_{sy} = f/p$.

Pour varier la vitesse du moteur asynchrone, on pourra faire varier la fréquence des courants d'alimentation.

Les caractéristiques mécaniques Couple-vitesse du moteur asynchrone à rapport U/f constant et pour différentes fréquences sont données dans la figure (III.3).

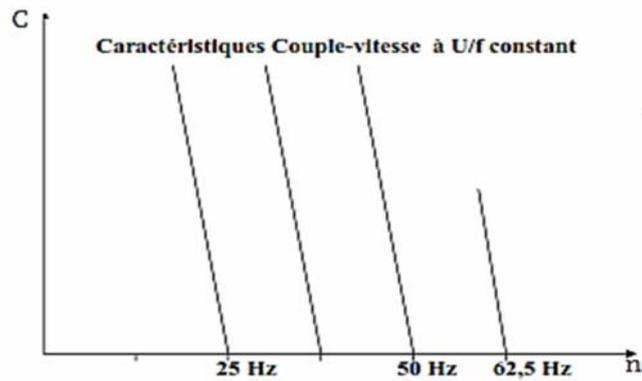
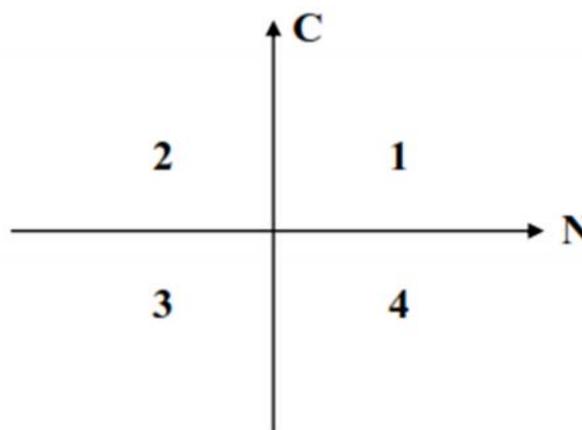


Figure III.3 : Caractéristique couple-vitesse [Ins 14].

Fonctionnalités des variateurs [Ins 14]

Pour sélectionner le variateur à utiliser en fonction de l'application, il faudra prendre en compte un certain nombre de paramètres :

- Nombre de quadrants de fonctionnement ;
- Gamme de fréquence (directement liée à la gamme de vitesse) ;
- Possibilité de fonctionner en boucle fermée par utilisation d'une dynamo tachymétrique.



1 et 3 : Quadrants moteur.

2 et 4 : Quadrants génératrice.

Exemple d'application mono quadrants :

Un convoyeur avec un seul sens de translation ce qui est le cas pour le convoyeur TB21A.

Exemple d'application 4 quadrants

Une application de positionnement dans les 2 sens de rotation nécessitant un contrôle dynamique des décélérations et des accélérations.

Ensemble moteur-variateur [Ins 14]

On commence par dimensionner le moteur en tenant compte d'un éventuel déclassement.

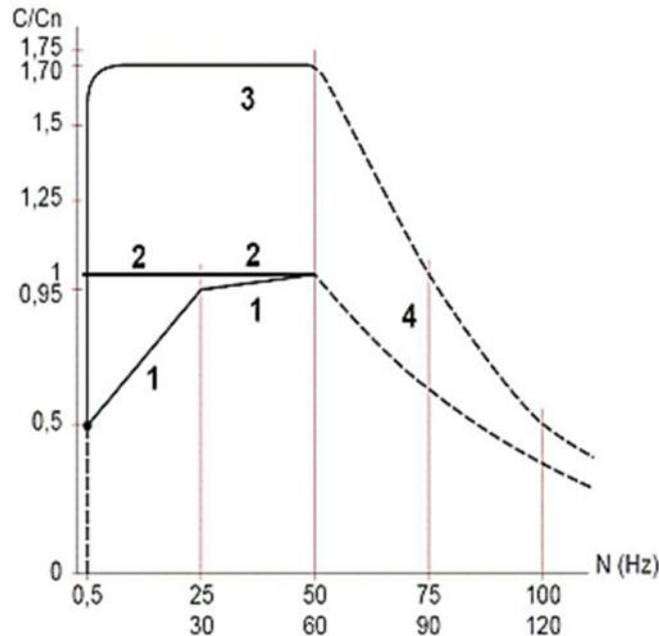


Figure III.4 : La variation du couple pour différents régimes.

- 1 : Moteur auto-ventilé, standard en régime permanent ;
- 2 : Moteur moto-ventilé en régime permanent ;
- 3 : Régime transitoire, accélération ;
- 4 : Régime de survitesse.

III.12.2 Choix de variateur

On choisit la gamme de variateurs suivants les fonctionnalités recherchées, par exemple ALTIVAR 212 permettra de fonctionner dans les 4 quadrants, avec des fonctions de dialogue évaluées et une protection thermique intégrée.

Le choix de variateur se fait principalement en fonction de la tension du réseau et de la puissance (utile) du moteur [Ins 14].

III.12.3 Description de variateur proposé :

L'Altivar 212 est un variateur de vitesse pour moteurs asynchrones triphasés de 0.75 kW à 75 kW. Sa conception est basée sur l'éco-énergie avec une réduction énergétique pouvant atteindre 70% par rapport à un système classique de régulation [Sch 04].



Figure III.5 : Altivar 212 [Sch 04].

Caractéristiques :

- L'Altivar 212 couvre les puissances moteur comprises entre 0,75 kW et 75 kW avec les types d'alimentation suivants:
 - 200...240 V triphasé, de 0,75 kW à 30 kW, IP 21.
 - 380...480 V triphasé, de 0,75 kW à 75 kW, IP 21.
 - 380...480 V triphasé, de 0,75 kW à 75 kW, UL Type 12/IP 55.

Avantages de l'Altivar 212

- Continuité de service assurée ;
- Maintenance aisée ;
- Encombrement réduit ;
- Détection de sous-charge/surcharge ;
- Limitation du temps de marche en petite vitesse [Sch 04].

III.13 Les différents circuits de convoyeur TB21A :

Pour bien lire et repérer les symboles des différents circuits, voir (Annexes G et H).

Dans tous les circuits on utilise le 24 V pour l'alimentation des protections, son fil est repéré par la couleur rouge et le neutre par le violet. Le 48 V pour les entrées, son fil est repéré par la couleur grise et le neutre par la couleur noire, les différents circuits de TB21A sont:

- Circuit de commande, voir (Annexe N).
- Circuit de puissance, voir (Annexe O).
- Circuit de sécurité, voir (Annexe P).
- Circuit d'arrêt d'urgence, voir (Annexe Q).

Conclusion

Dans ce chapitre on a vérifié les principaux éléments mécaniques et électriques qui constituent le convoyeur TB21A, Après avoir vérifié les caractéristiques du Moteur choisie, les résultats théoriques confirment que le moteur choisie pour l'entraînement de convoyeur TB21A à débit 320 t/h ne peut pas supporter le nouveau débit 500 t/h. Car la puissance nominale délivrée par le moteur (18.5 kW) est inférieure à la puissance demandée par les convoyeur TB21A (19.41 kW). Pour Cela on a choisi un moteur de puissance supérieure normalisée de 22 kW, type SEW USOCOME.

Pour transporter la nouvelle charge qui est de débit 500 t/h, le moteur tourne à une vitesse de 1465 tr/min le système qui donne plus de compatibilité entre ces deux grandeurs c'est bien le réducteur, après une simple étude théorique on a constaté que pour transporter 500 t/h avec une vitesse de la bande de 2.5 m/s, il faut que le réducteur ait les caractéristiques suivantes :

- Vitesse de rotation en sortie du réducteur : $N_s = 84$ tr/min ;
- couple nominal de sortie : $C_{ns} = 2476.17$ N.m .

Pour le démarrage de moteur on a comparé les différents types de démarrage et on a abouti au choix d'un démarrage pour les deux moteurs (18.5 ou 22 kW), par un démarreur progressif de type Altistar 01N244Q.

En fin de ce chapitre on a proposé en plus une autre stratégie pour améliorer les performances de système de démarrage, cela consiste à placer un variateur de vitesse de type Altivar 212 à l'entrée de moteur.

Chapitre IV

Maintenance des équipements de convoyeur TB21A

Introduction :

D'après l'Afnor (NF X 60-010) : « *La maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé* » [Pra 02].

Concevoir, produire et commercialiser sont des fonctions « naturelles » facilement identifiables et rarement négligées, à juste titre. Par contre, « *la maintenance n'est qu'un soutien à la production, son principal client* » [Mai 10]. C'est donc une fonction « masquée », agissant comme prestataire de service interne et de plus, fortement évolutive.

Sur ces deux concepts on abordera ce chapitre, on commencerons par l'identification de la nature des défauts contre lesquels on doit protéger les équipements de convoyeur TB21A, puis passer aux choix des protections qui sont capable de détecter les défauts et d'opérer leur suppressions.

Le contenu de ce chapitre se résume comme suit :

- Aperçu et généralités sur la maintenance ;
- Les différentes protections électriques assurant la protection de système d'entraînement à savoir le disjoncteur, les relais et les contacteurs.

IV Maintenance des équipements de convoyeur TB21A

IV.1 Aperçu historique

De l'entretien à la maintenance !

Cette différence de vocabulaire n'est pas une question de mode, mais marque une évolution de concept. Le terme maintenance est apparu dans les années 1950 aux États-Unis. Progressivement, une attitude plus positive vis-à-vis de la défaillance voit le jour. Il faut tirer une leçon de l'apparition d'une panne pour mieux réagir face aux aléas de fonctionnement, [Pra 02].

Le terme « maintenance » se substitue à celui d'« entretien » qui signifie alors « maintenance corrective ».

Entretenir, c'est dépanner, réparer pour assurer le fonctionnement de l'outil de production : entretenir c'est subir le matériel.

IV.2 Les différents types de la maintenance

IV.2.1 Maintenance préventive

Dans la définition de la maintenance préventive, nous incluons l'ensemble des contrôles, visites et interventions de maintenance effectuées préventivement. La maintenance préventive s'oppose en cela à la maintenance corrective déclenchée par des perturbations ou par les événements, et donc subie par la maintenance.

- ✓ **Maintenance préventive systématique**
- ❖ Visites systématiques ;
- ❖ Remplacements systématiques ;
- ❖ Ronde ou visite en marche ;
- ✓ **Maintenance préventive conditionnelle**

Objectifs visés par la maintenance préventive

- ❖ Améliorer la fiabilité du matériel ;
- ❖ Garantir la qualité des produits ;
- ❖ Améliorer l'ordonnancement des travaux ;
- ❖ Assurer la sécurité humaine
- ❖ Améliorer la gestion des stocks ;
- ❖ Améliorer le climat de relation humaine.

IV.2.1.1 Les tâches à faire après chaque déchargement navire

Après chaque déchargement navire, les tâches à faire sont les suivantes [Cev 15] :

- Vérifier l'état de la bande transporteuse ;
- Vérifier la fixation des caches coupleurs ;

- Nettoyer toute l'instrumentation (déport de bande, bourrage, contrôleur de rotation, arrêt d'urgence) ;
- Nettoyer l'ensemble bande, tambour, rouleaux ;
- Nettoyer la jetée du transporteur ;
- Contrôler l'état et le niveau d'huile de réducteur ;
- Vérifier que les câbles d'alimentations et de prise de terre sont en place, bien fixés et bien protégés.

IV .2.1.2 Les taches à faire chaque trois mois

Dans le but de garder un bon comportement de circuit de déchargement, il est nécessaire d'appliquer les taches suivantes tous les trois mois [[Cev 15](#)] :

- Prendre les mesures de l'épaisseur de la bande dans différents endroits ;
- Vérifier l'alignement du groupe 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 des moteurs à vide et en charge ;
- Le graissage des paliers tout les 400 heures ;
- La lubrification tous les 2000 heures.

IV.2.2 Maintenance corrective [[Mai 10](#)].

(Anciennement curative), maintenance exécutée après détection d'une panne et destinée à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise.

IV.3 Gestion de la maintenance assistée par ordinateur (GMAO)

Dans tous les domaines techniques, comme par exemple dans la maintenance industrielle, l'ordinateur est devenu un outil indispensable. Il est utilisé, en outre, pour gérer les interventions préventives, le stock des pièces de rechange, des commandes, et des factures. Toutes ces fonctions de gestion sont regroupées dans une « Gestion de Maintenance Assistée par Ordinateur ».

IV.3.1 Définition de la GMAO

Empruntons à M. Gabriel et Y.Pimor, *maintenance assisté par ordinateur*, leur définition : « un système informatique de management de la maintenance est un logiciel organisé autour d'une base de données permettant de programmer et de suivre sous les trois aspects technique, budgétaire et organisationnel, toutes les activités d'un service maintenance et les objets de cette activité (services, lignes d'atelier, machines, équipements, sous-ensembles, pièces, etc.) à partir de terminaux disséminés dans les bureaux techniques, les ateliers, les magasins et bureaux d'approvisionnement. ». [[Mai 10](#)]

IV.3.2 La GMAO au sein de Cevital

Le logiciel de gestion de maintenance assisté par ordinateur utilisé par Cevital est le *COSWIN 8i* de groupe *SEVICO*, sa mise en exploitation est passée par six étapes [Cev 15] :

- 1) Recensement des équipements et codification de toute la pièce de rechange standard et spécifique ;
- 2) Création des gammes opératoires pour opérations de maintenance préventives et curatives ;
- 3) Codification des toutes les gammes opératoires ;
- 4) Déclenchement des ordres de travail et demandes d'intervention ;
- 5) Injection des bases de données dans le logiciel *COSWIN* ;
- 6) Formation de tous les opérateurs de maintenance sur le logiciel.

IV.4 Dispositifs de protection des équipements

Le déclenchement des appareils de protection est réalisé en cas de sur intensité.

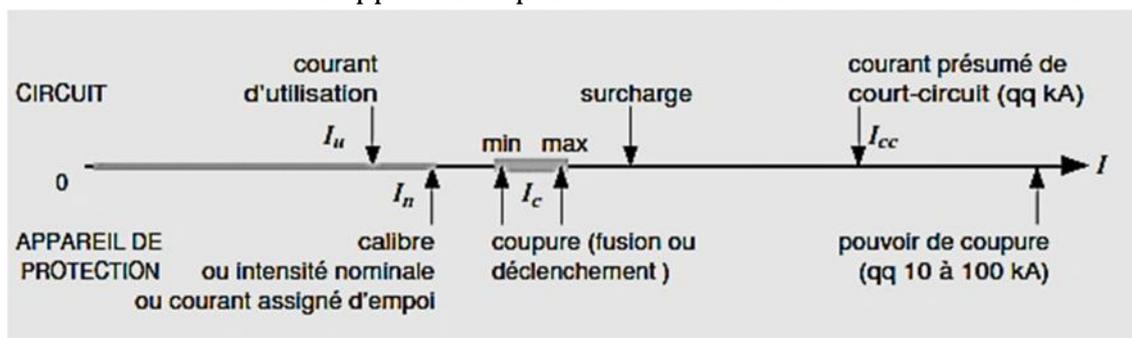


Figure IV.1 : Sélectivité ampérométrique [Pin 10].

- Fonctionnement normal : Courant d'utilisation \leq Calibre de l'appareil de protection;
- Surintensité passagère : démarrage moteur ;
- Sur intensité anormale :
 - Surcharge : échauffement thermique, puissance demandée excessive... Coupure après un certain délai ;
 - Court-circuit. Coupure immédiate.

IV.4.1 Les disjoncteurs

Il y a différents type de disjoncteur, on cite :

IV.4.1.1 Le disjoncteur à déclenchement électromagnétique

Fonction

Protection contre les courts-circuits :

- Court-circuit impédant ($10 < I_{cc} < 50 I_n$) : souvent provoqué par la détérioration des isolants des conducteurs ;

- Court-circuit ($I_{cc} > 50 I_n$) : provoqué par une erreur de connexion au cours d'une opération de maintenance.

Constitution

La figure (IV.2) représente la Constitution de disjoncteur électromagnétique.

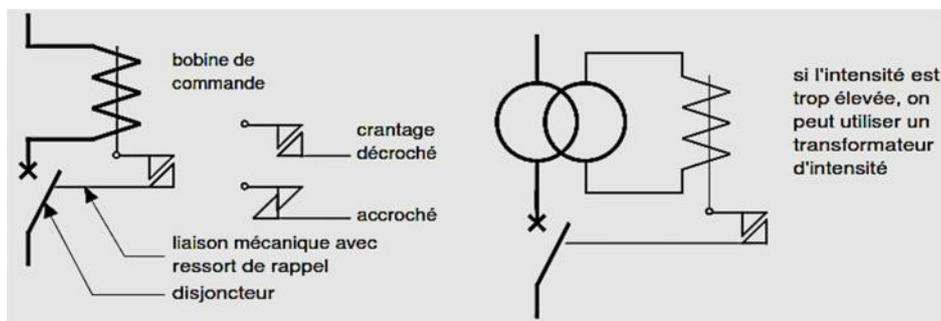


Figure IV.2 : Constitution de disjoncteur électromagnétique [Pin 10].

IV.4.1.2 Le disjoncteur à déclenchement thermique

Constitution

La figure (IV.3) représente la Constitution de disjoncteur thermique.

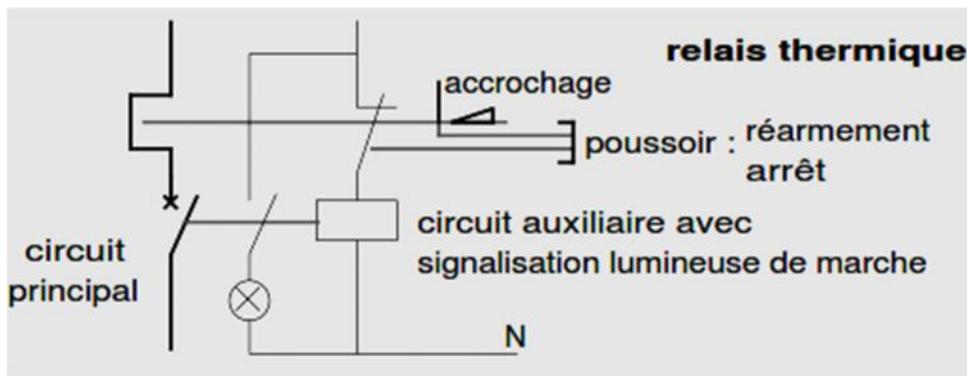


Figure IV.3 : Constitution de disjoncteur thermique [Pin 10].

Fonction

Protection contre les surcharges dues à une anomalie du réseau (surtension...) ou à une cause mécanique (couple résistant excessif au démarrage d'un moteur).

IV.4.1. 3 Le disjoncteur magnétothermique

Schéma

La figure(IV.4) représente le symbole disjoncteur magnétothermique.

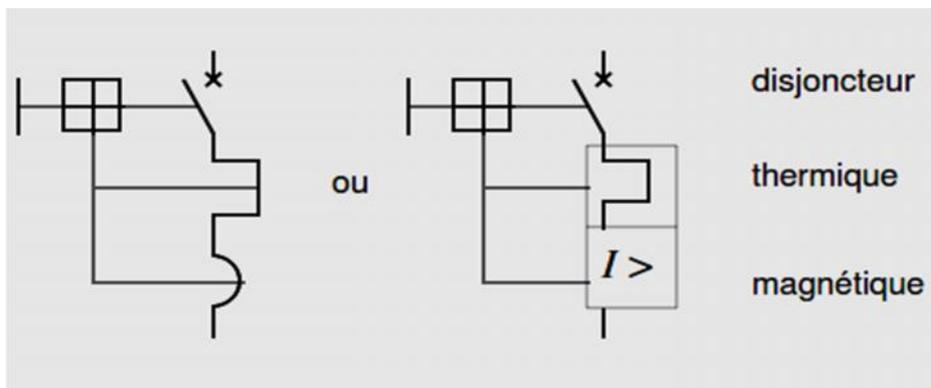


Figure IV.4 : Schéma de disjoncteur magnétothermique [Pin 10].

IV.4.1. 4 Le disjoncteur différentiel (DDR : Dispositif Différentiel Résiduel)

Schémas

Les différents types des DDR sont présentés dans la figure (IV.5).

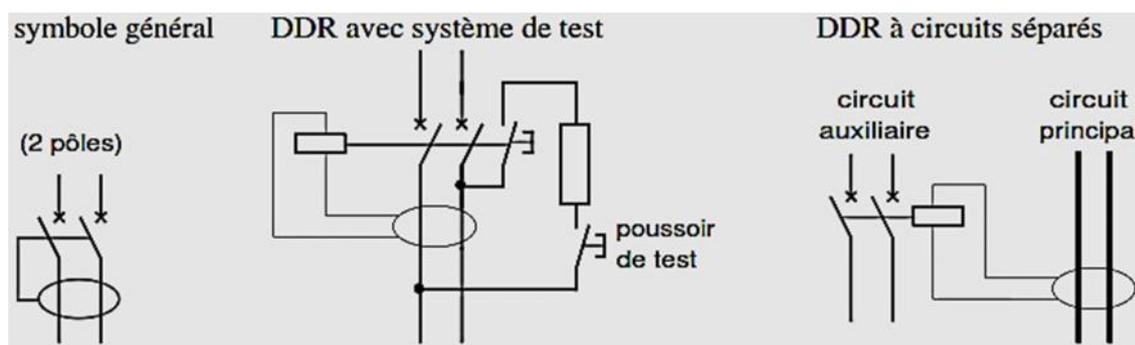


Figure IV.5 : Schémas d'un DDR [Pin 10].

Fonction

- Protection des personnes en régime TT contre les contacts indirects ;
- Protection Complémentaire des équipements [Pin 10].

Fonctionnement

Mesure la somme vectorielle des intensités des courants parcourant une ligne de distribution. En fonctionnement normal, on doit avoir :

$$\text{Triphasé avec neutre : } I_1 + I_2 + I_3 + I_N = 0$$

La figure (IV.6) montre le principe d'un disjoncteur différentiel.

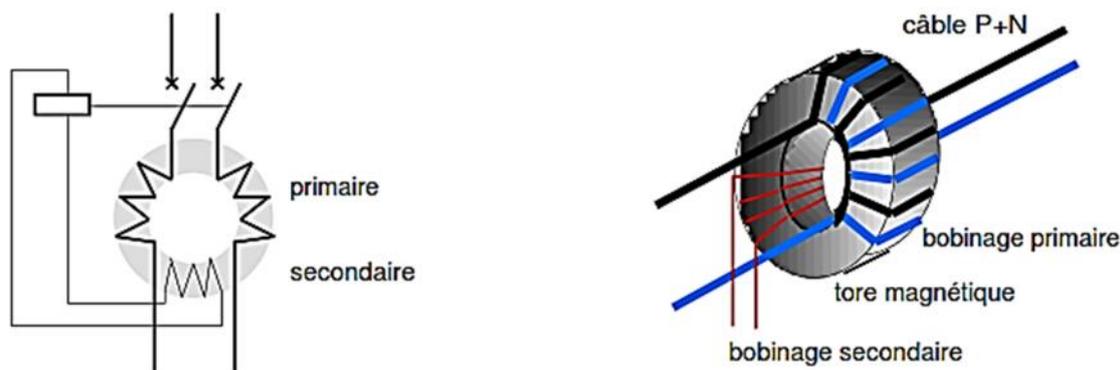


Figure IV.6 : Principe de disjoncteur différentiel [Pin 10].

IV.5 Choix de disjoncteur

Pour choisir le disjoncteur le plus adéquat, on doit tenir compte des paramètres suivants :

1) Caractéristiques de réseau sur lequel il est installé

- **Tension** : tension nominale du disjoncteur doit être supérieure ou égale à la tension composée de réseau ;
- **Intensité** : Le calibre de déclencheur du disjoncteur doit être supérieur au courant véhiculé ;
- **Fréquence** : La fréquence de disjoncteur doit correspondre à celle de réseau ;
- **Pouvoir de coupure** : Le pouvoir de coupure de disjoncteur doit être au moins égale au courant de court-circuit triphasé susceptible de produire à l'endroit où il est installé.

2) Réglages de protection

- Protection des personnes contre les contacts indirects : Les mesures de protection par coupure automatique de l'installation dépendent de choix de régime de neutre ;
- Protection des câbles : 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 surcharges et les courts-circuits.

IV.5.1 Calcul des courants de courts-circuits

La connaissance des intensités 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 :

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

U_0 : Tension entre phase à vide au secondaire du transformateur MT/BT ;

Z_t : Impédance totale par phase du réseau amont du défaut ;

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

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 formule suivante :

$$Z_a = \frac{(U_0)^2}{P_{cc}} \quad (\text{IV.3})$$

U_0 : Tension entre phase à vide du secondaire du transformateur ;

Z_a : Impédance amont de transformateur ramené au secondaire ;

P_{cc} : Puissance de court-circuit du réseau HT.

- Transformateur

Le transformateur est caractérisé par son couplage, ses tensions (primaire, et secondaire), sa puissance apparente, sa tension de courts-circuits U_{cc} :

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

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

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

I_n : Intensité nominale du transformateur ;

S_n : Puissance assignée du transformateur ;

U_{cc} : Tension de court-circuit du transformateur ;

P_{cu} : Pertes cuivre du transformateur.

- **Disjoncteur**

La résistance est négligeable, la réactance X_d est égale à 0.15 mΩ/pole [Hen 88]. L'impédance d'un disjoncteur ne doit être prise en compte que pour les appareils en amont de celui qui doit ouvrir sur le court-circuit envisagé.

- **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 mΩ/m [Hen 88].

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

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

- **Câble**

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

$$R_c = \rho \times \frac{l}{s}$$

l : Longueur du câble ;

s : Section du câble.

$\rho = 22.5 \text{ m}\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ pour le cuivre. La réactance des câbles est négligeable pour des sections inférieurs à 25 mm^2 . $X_e = 0.08 \text{ m}\Omega/\text{m}$ câble tripolaire [Hen 88].

- **Moteur**

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

IV.5.2 Calcul de courant de court-circuit pour dimensionner le disjoncteur magnétothermique

La connaissance des intensités de court-circuit (I_{cc}) aux différents points d'une installation est indispensable pour la conception des protections. Le calcul de I_{cc} a pour but de déterminer :

- Le pouvoir de coupure du dispositif de protection ;
- La section des conducteurs permettant ;
 - ✓ De supporter la contrainte thermique du courant de court-circuit ;
 - ✓ De garantir l'ouverture du dispositif de protection par les normes NFC 15 100 et CEI 60 364 ;
- La tenue électrodynamique des canalisations et de l'appareillage.

Les différents courants de court-circuit

- Court-circuit entre une phase et la terre (monophasé) ;
- Court-circuit entre deux phases (biphasé isolé) ;
- Court-circuit entre deux phases et la terre (biphasé terre) ;
- Court-circuit triphasé terre ;
- Court-circuit triphasé.

Méthodes générales de calcul des courants de court-circuit

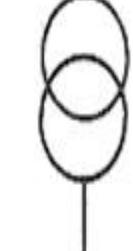
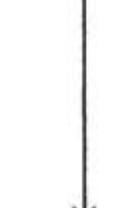
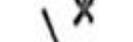
Le calcul des courants de court-circuit peut se faire suivant l'une des trois méthodes :

- Méthode conventionnelle ;
- Méthode des impédances ;
- Méthode rapide.

Pour notre cas, on va utiliser la méthode des impédances, on calculera la plus forte intensité de court-circuit, qui est celle engendrée par un court-circuit triphasé, noté I_{CC} . La disposition de réseau de distribution de moyenne tension ou basse tension peut être généralisée selon le tableau (IV.1), dans lequel on trouve toujours les éléments suivants :

- ✓ Le réseau amont ;
- ✓ Le/les transformateurs ;
- ✓ Le/les disjoncteurs ;
- ✓ Les câbles, les jeux de barres, les canalisations préfabriquées ;
- ✓ Les récepteurs (moteur... etc.)

Tableau IV.1 - Méthode de calcul des courants de court-circuit [Hen 88].

Différentes parties de l'installation	Schéma	Résistances (mΩ)	Réactances (mΩ)
Réseau amont		$R_a = 0,15 * X_a$	$Z_a = \frac{U_0^2}{S_{cc}}$ $Z_a = \sqrt{R^2 + X^2}$ S_{cc} : Puissance apparente de en cc.
Transformateur		$R_{Tr} = \frac{P_{Cu}}{S^2} * U^2$ P_{Cu} : Pertes de cuivre (W) S : Puissance apparente du transformateur (kVA).	$X_{Tr} = \sqrt{Z_{Tr}^2 - R_{Tr}^2}$ $Z_{Tr} = \frac{U_{cc}^2}{100 * S}$ U_{cc} : Tension de cc du transformateur (%)
Câble		$R_c = \rho \frac{l}{S}$ $\rho = 22,5 \text{ m}\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ (Cu) $\rho = 36 \text{ m}\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ (Al) l (m) et S (mm ²)	$X_c = \lambda + 10^{-3} * l$ $\lambda = 0,08 \text{ m}\Omega/\text{m}$ l (m)
Disjoncteur		R_{ds} : Négligeable	X_{ds} : Négligeable
Jeu de barres		$R_b = \rho \frac{l}{S}$ $\rho = 22,5 \text{ m}\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ (Cu) $\rho = 36 \text{ m}\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ (Al) l (m) et S (mm ²)	$X_b = \lambda + 10^{-3} * l$ $\lambda = 0,08 \text{ m}\Omega/\text{m}$ l (m).
Moteur		$R_m = 0,2 * \frac{U_n^2}{P_n}$	$X_m = \frac{U_n^2}{100 * \left(\frac{P_n}{\cos^2 \varphi * \eta} \right) * 10^3}$ U_n : Tension au secondaire du transformateur. $X_m \%$: Réactance des moteurs en % P_n : Puissance active des moteurs. η : Rendement des moteurs. $\cos \varphi$: Facteur de puissance.

Partie Calcule

- Réseau amont

Les impédances amont du réseau R_a et X_a pour des puissances de courts-circuits P_{cc} les plus fréquentes (500 MVA) sont données dans le tableau (IV.2).

Tableau IV.2 - Impédances du réseau amont ramenées au secondaire du transformateur [Hen 88].

P_{cc} (MVA)	P_{cc} (MVA)	R_a (mΩ)	X_a (mΩ)
250	230	0.03	0.21
	400	0.095	0.633
500	230	0.016	0.105
	400	0.047	0.316

D'après la formule (IV.3) en aura :

$$Z_a = 0.32 \text{ m}\Omega$$

Du tableau (IV.2) on a : $R_a = 0.047 \text{ m}\Omega$, $X_a = 0.316 \text{ m}\Omega$

La formule (IV.1) donne :

$$I_{cc} = 721 \text{ kA}$$

- Transformateur

Les valeurs indiquées dans le tableau (IV.3) correspondent à un court-circuit triphasé aux bornes BT d'un transformateur MT/BT raccordé à un réseau dont la puissance de court-circuit est de 500 MVA.

Tableau IV.3 - Courant de court-circuit maximal en aval d'un transformateur MT/BT [Sch02].

Transformateur triphasé immergé dans l'hulle (NF C 52-112-1 édition de juin 1994)												
	puissance en kVA											
	50	100	160	250	400	630	800	1 000	1 250	1 600	2 000	2 500
237 V												
I_n (A)	122	244	390	609	974	1 535	1 949	2 436				
I_{cc} (kA)	3,04	6,06	9,67	15,04	23,88	37,20	31,64	39,29				
U_{cc} (%)	4	4	4	4	4	4	6	6				
pertes cuivre (kW)	1,32	2,1	2,3	3,2	4,5	6,3	10,5	12,7				
410 V												
I_n (A)	70	141	225	352	563	887	1 127	1 408	1 760	2 253	2 816	3 520
I_{cc} (kA)	1,76	3,50	5,59	8,69	13,81	21,50	18,29	22,71	28,16	35,65	44,01	54,16
U_{cc} (%)	4	4	4	4	4	4	6	6	6	6	6	6
pertes cuivre (kW)	1,32	2,1	2,3	3,2	4,5	6,3	10,5	12,7	15,6	19,5	24,9	31,2

D'après la formule (IV.4) :

$$Z_{tr} = 6 \text{ m}\Omega$$

Du tableau (IV.3) on a :

$$P_{cu} = 19.5 \text{ kW}$$

D'où la formule (IV.5) donne :

$$R_{tr} = 1.21 \text{ m}\Omega$$

D'après la formule (IV.6) :

$$X_{tr} = 5.87 \text{ m}\Omega$$

Après calcul on aura :

$$I_{cc} = 36.54 \text{ kA}$$

- **Disjoncteur**

La résistance est négligeable, la réactance est prise égale à 0.15 mΩ par pôle [Hen 88].

Alors : $Z_{ds1} = 3 \times 0.15 = 0.45 \text{ m}\Omega$

D'où :

$$I_{cc} = 34.11 \text{ kA}$$

- **Câble**

On a la longueur de câble de transformateur jusqu'au jeu de barre est de 50m [Cev 15] et sa section optimale est de $s = 250 \text{ mm}^2$, on aura donc d'après la formule(IV.7) :

$$R_c = 4.5 \text{ m}\Omega$$

Après calcul on aura :

$$X_c = 4 \text{ m}\Omega$$

$$Z_c = 6 \text{ m}\Omega$$

$$I_{cc} = 18.08 \text{ kA}$$

- **Jeu de barre**

On a la longueur de jeu de barre est de 1.5 m et d'une section $s_{jab} = 180 \text{ mm}^2$.

Après calcul on aura :

$$R_b = 0.18 \text{ m}\Omega$$

$$X_b = 0.12 \text{ m}\Omega$$

$$Z_b = 0.21 \text{ m}\Omega$$

$$I_{cc} = 17.79 \text{ kA}$$

- **Disjoncteur**

La résistance est négligeable, la réactance est prise égale à 0.15 mΩ par pôle.

Alors :

$$Z_{ds2} = 3 \times 0.15 = 0.45 \text{ m}\Omega$$

Après calcul on aura :

$$I_{cc} = 17.19 \text{ kA}$$

- **Câble**

On a la longueur de câble de jeu de barre jusqu'au moteur est de 10m [Cev 15] et sa section optimale est de $s = 25 \text{ mm}^2$, on aura donc d'après la formule(IV.7) :

$$R_c = 9 \text{ m}\Omega$$

Après calcul on aura :

$$X_c = 0.8 \text{ m}\Omega$$

$$Z_c = 9.03 \text{ m}\Omega$$

$$I_{cc} = 10.28 \text{ kA}$$

Tableau IV.4 - Calcule de courant de court-circuit.

Eléments	Caractéristiques	$Z_{cc} \text{ (m}\Omega\text{)}$	$X_{cc} \text{ (m}\Omega\text{)}$	$R_{cc} \text{ (m}\Omega\text{)}$	$Z_{cc} \text{ (m}\Omega\text{)}$	$I_{cc} \text{ (kA)}$
Réseau amont	$S_{cc} = 500 \text{ MVA}$	0.047	0.316	0.32	0.32	721
Transformateur	$P_t = 100 \text{ MVA}$ $U_{cc} = 16\%$	1.21	5.87	6	6.32	36.54
Disjoncteur	3P	0	0.45	0.45	6.77	34.11
Câble	$U_{cc} = 16\%$ $l = 50 \text{ m}$ $s = 250 \text{ mm}^2$	4.5	4	6	12.77	18.08
Jeu de barre	$l = 50 \text{ m}$ $s = 250 \text{ mm}^2$ $l = 1.5 \text{ m}$ $s = 180 \text{ mm}^2$	0.18	0.12	0.21	12.98	17.79
Disjoncteur	4P	0	0.45	0.45	13.43	17.19
Câble	$s = 180 \text{ mm}^2$ $l = 10 \text{ m}$ $s = 25 \text{ mm}^2$	9	0.8	9.03	22.46	10.28
Moteur	22 kW					

Caractéristiques générales du disjoncteur utilisé :

La puissance de moteur est de 22 kW et de courant 46A.

La protection de moteur est assurée par un disjoncteur magnétothermique, ses caractéristiques sont :

Le pouvoir de coupure doit être supérieur au courant de court-circuit donc $P_{dc} = 70 \text{ kA}$.

Le type de disjoncteur a utilisé est :

- Compact NS80, voir ses caractéristiques (Annexe I).

Le relais thermique approprié est de type LR2 D3357, sa plage de variation est de 48 à 65 et de classe 10 (Annexe J).

IV.6 Les relais thermiques

Symbole

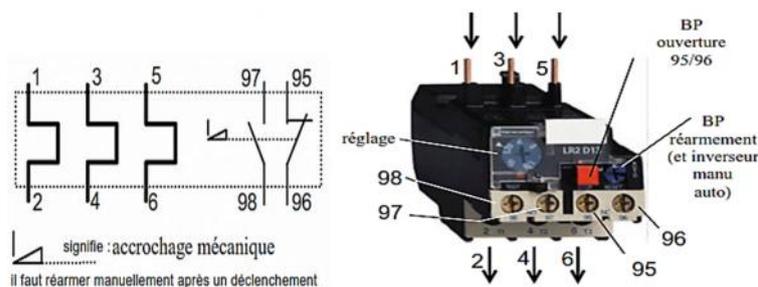


Figure IV.7 : Relais thermique [Bep].

Rôle

Le relais thermique mesure le courant qui circule dans chacun de ses circuits de puissance et compare avec l'intensité préréglée en façade. Si le courant est supérieur dans l'un ou plusieurs de ses circuits, il actionne les 2 contacts de commande. De plus, s'il y a une différence de courant entre les circuits (manque de phase) ; il déclenche aussi (différentiel).

Caractéristiques principales

- Intensité maximum supportée par les pôles de puissance (réglage) ;
- Tension maximum d'isolement entre les pôles de puissance ;
- Nombre de contact de commande et type 'ouverture ou fermeture) ;
- Réarmement manuel ou automatique ;
- Généralement compensé en température (fonctionne à +10° comme à 60°).

IV.6.1 Choix de relais thermique pour le moteur 22 kW

Le choix d'un relais thermique s'effectue à partir de la valeur de l'intensité nominale du récepteur qui lui est raccordé.

Dans notre cas :

Moteur triphasé de 22 kW et de $I_n = 46$ A, l'intensité de déclenchement $I_d = 46 \times 1.15 = 52.9$ A, la plage de réglage : de 48 à 65A voir (Annexe J) [Sch 99].

$1.15 \times I_n$: C'est l'intensité minimale de déclenchement. Autrement dit, le relais ne déclenche pas sous cette intensité de réglage que l'on peut choisir égale à l'intensité à pleine charge.

IV.7 Dispositifs de commande (interruption) des équipements

IV.7.1 Les contacteurs

Le contacteur moteur est un composant qui permet d'ouvrir et de fermer un circuit de puissance en charge. De par sa conception assez complexe. Il est conçu pour résister mieux que tout autre composant à l'arc électrique à chaque ouverture et fermeture.



Figure IV.8 : Contacteur.

Symbolisation en partie puissance

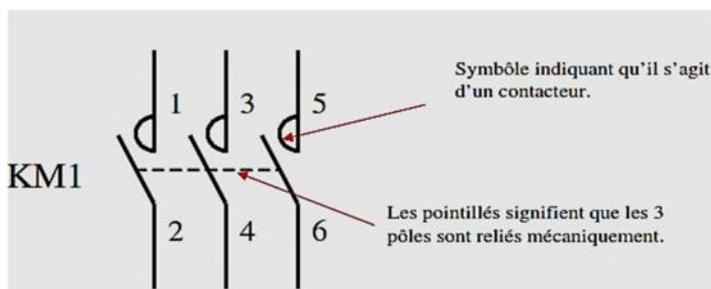


Figure IV.9 : Symbolisation partie puissance.

Symbolisation en partie commande

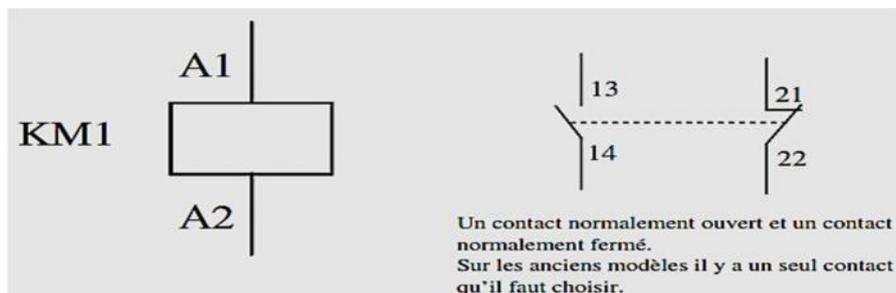


Figure IV.10 : Symbolisation partie commande.

Fonctionnement

Un contacteur fonctionne via un électroaimant. Lorsque la bobine est alimentée, les pôles se ferment et établissent ainsi le circuit entre l'alimentation (amont) et le moteur (aval).

Lorsque la bobine n'est plus alimentée, un ressort de rappel provoque l'ouverture des pôles. Un contacteur possède généralement 3 pôles ou 4 pôles (pilotage de réseaux électrique avec neutre).

La bobine du contacteur, dont les bornes sont repérées A1-A2, peut -être alimentée en courant alternatif ou en courant continu (les 2 versions ayant une référence différente).

IV.7.2 Choix de contacteur

Les catégories d'emplois normalisées fixent les valeurs de courant que le contacteur doit établir et couper. Elle dépend du type de moteur et du service désiré [Pin 10].

Tableau IV.5- Catégorie de choix des contacteurs.

Types	Définition	Exemple
Catégorie AC1	Tout récepteur tel que : $\cos \frac{\varphi}{\varphi} \geq 0.95$	Chauffage, éclairage, distribution
Catégorie AC2	Commutation en régime sévère des moteurs asynchrones à bagues	Coupure en cours de démarrage, inversion rapide de marche, marches par à-coups, freinage en contre-courant
Catégorie AC3	Commutation des moteurs asynchrones à cage dont la coupure s'effectue moteur lancé	Tous moteurs à cage courants : pompes, compresseur, malaxeur, climatiseur, <i>bande transporteuse</i> , élévateur
Catégorie AC4	Commutation en régime sévère des moteurs asynchrones à cage	Coupure encours de démarrage, inversion rapide de marche, marches par à-coups, freinage en contre-courant

Dans notre cas moteur asynchrone de puissance 22 kW, avec un courant de 46 A, sous une tension de commande de 24 V et d'une fréquence de 50 Hz, donc la catégorie d'emploi est : AC3.

Les références de contacteur de catégorie AC3, voir ces caractéristiques (Annexe K).

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons élaboré un plan de maintenance afin de maintenir le système en bon état de fonctionnement, en appliquant une politique de maintenance préventive, dont nous avons choisi des différents dispositifs de protection (contacteur, relais thermique, disjoncteur) qui sont dimensionnés pour assurer la protection de moteur.

Par étapes successives, on a aboutis aux choix des appareils adéquats de protection leurs caractéristiques est comme suit ;

- Disjoncteur : pouvoir de coupure est de 20 kA, de type Compact NS80 ;
- Relais thermique : sa plage de variation entre 48 et 65 A, de type LR2D3357 ;
- Contacteur : de catégorie AC3

Conclusion générale

Le travail réalisé dans ce présent mémoire, a été effectué au complexe Cevital sis à Bejaia sur le convoyeur TB21A. L'objectif principale été d'optimiser le débit du convoyeur en question. Le cahier des charges proposé par le service maintenance du complexe consiste à étudier la possibilité d'augmenter la capacité de charge de convoyeur.

En effet, notre étude s'est portée sur le passage de 320 t/h à 500 t/h avec le minimum de modification possible tout en maintenant le fonctionnement correct et sécurisant du système en question.

Pour aborder le travail, nous avons jugé utile de recalculer le dimensionnement du système existant une façon de valider les outils mathématiques à utiliser par la suite c-à-dire lors de la modification proposé.

Les résultats de calculs obtenus nous ont éclairés sur la nécessité de surdimensionner le moteur d'entraînement si l'on désire augmenter la capacité du convoyeur TB21A. Une fois, le système d'entraînement est proposé (avec une puissance plus importante). Nous ont reconduits tout nos calculs pour vérifier toutes nos contraintes.

Des résultats concluons ont été obtenus, nous pouvons confirmer la possibilité d'augmenter la capacité de production tout en maintenant les autre composants.

En clôturant cette étude, on a pu échafauder un plan de maintenance, pour protéger tout le système contre toutes éventuelles anomalies.

Ce projet est une occasion d'appliquer nos connaissances acquises durant notre formation. Cette expérience nous a permis d'acquérir des connaissances dans le domaine de la pratique et de tirer profit de l'expérience des personnes du domaine. D'autre part d'apprendre une méthodologie rationnelle à suivre pour l'élaboration des projets d'électromécaniques.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie

[Con 09] : Constructeur des convoyeurs : 61 boulevard saint germain, 42240 Saint Etienne cedex 06, site internet : www.rulmeca.com

[Cev 15] : Documentation Cevital (Direction des opérations portuaires).

[Phi] : Philippe LE BRUN, Machine asynchrone«Technologie, choix et alimentation des machines asynchrones.», 173 Bd de Strasbourg, Email : Florence.vadee@wanadoo.fr

[Skf] : Catalogue des roulements industriels. Site internet : www.skf.com , Edition 2003.

[Ler 10] : Moteurs Lerroy-Somer – Boulevard Marcellin Leroy – 16015 Angouleme Cedex – France, site internet : www.leroy-somer.com

[Cat 01] : Catalogue générale des moteurs électriques, Édition octobre 2001.

Site internet : www.leroy-somer.com

[Ser 09] : Serme motorisation, 14 rues des frères Eberts-B.P.80177-F 67025Strasbourg Cedex1, site internet : www.sermes.fr

[Cat 04] : Catalogue des produits métallurgiques, Edition PM-1.4-décembre 2004, E-mail : aciers@emaile-maurin.fr

[Iso] : Site internet : www.iso.com

[Pre] : Site internet : www.presta.com

[Ins 14] : Adel SAID, Yassine JEMAI, Technologues à l'I.S.E.T de Nabeul : support de cours « installations industrielles », 2013/2014.

[Ele 05]: Theodore WILDI, Gilbert SYBILLE, « ELECTROTECHNIQUE », 4^{ème} Edition 2005, site internet: <http://www.wildi-theo.com>

[Sch 04]: Catalogue Schneider Electric, « Schneider Electric Industries SAS”: 89, Bd Franklin Roosevelt customer.service@be.schneider-electric.com, site internet: www.schneider-electrique.com

[Mai 10]: François Monchy, Jean Pierre Vernier: Maintenance méthodes et organisations. 3^{ème} Edition Dunod, paris 2010, site internet : www.dunod.com

[Pra 02] : Jean Héng : Pratique de la maintenance préventive, mécanique, pneumatique, hydraulique, électricité, Froid. Edition Dunod, Paris, 2002, site internet [http : //www.dunod.com](http://www.dunod.com)

[Pin 10] : G. Pinson, physique appliquée, appareillage, site internet [http : //www.syscope.net/elec/](http://www.syscope.net/elec/)

[Aut 08] : Automatismes et contrôle pour application industrielles, appareils protection moteur, Edition 2, site internet : www.ge.com/be/fr/powerprotection ou www.ge.com/fr/powerprotection

[Bep] : BEP, technologie des relais thermique COZET 1076. Mail : Alain.cozette@laposte.net

[Ben 14] : BENAÏRED Noredine, Cours schémas et appareillage électriques, Commande des systèmes électrique, année 2014.

[Sch 99] : Catalogue de contrôle industriel « Relais de protection thermique série D », site internet : www.schneider-electric.com

[Hen]:Henry Ney «Electrotechnique et normalisation, 4 équipements de puissance», Edition Fernand Nathan 1988.

[Sch02] : Contrôle de distribution Electrique, Edition 2002, site internet : www.schneider-electric.com.

ANNEXES

Annexe A

Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage $\varnothing = 70 \text{ mm}$

Arbre d_a	Palier Dimensions										Masse	Designations Palier	Joints	Disque d'obturation
	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G				
mm	mm										kg	-		
70	120	90	177	95	32	260	315	28	22	20	9,50	SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516 TURU	TSN 516 L TSN 516 A TSN 516 C TSN 516 S TSN 516 ND compris	ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 216 R
	145	100	212	112	35	290	345	28	22	20	13,7	SNL 519-616 SNL 519-616 SNL 519-616 SNL 519-616 SNL 519-616 SNL 616 TURU	TSN 616 G TSN 616 A TSN 616 C TSN 616 S TSN 616 ND compris	ASNH 519-616 ASNH 519-616 ASNH 519-616 ASNH 519-616 ASNH 519-616 ASNH 519-616 R
75	125	90	183	95	32	260	320	28	22	20	10,0	SNL 517 SNL 517 SNL 517 SNL 517 SNL 517 SNL 517 TURU	TSN 517 L TSN 517 A TSN 517 C TSN 517 S TSN 517 ND compris	ASNH 517 ASNH 517 ASNH 517 ASNH 517 ASNH 517 ASNH 217 R

Annexe B

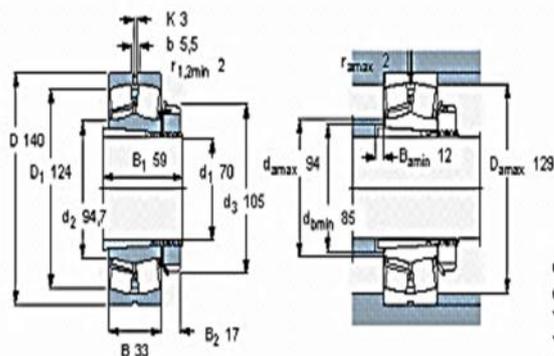
$\varnothing = 70 \text{ mm}$

Roulements à rotule sur rouleaux, avec manchon de serrage

Tolérances , voir aussi le texte
 Jeu interne radial , voir aussi le texte
 Ajustements recommandés
 Tolérances d'arbre et de logement

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesse de base		Masse	Designation
d_1	D	B	dynamique C	statique C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min		kg	-
70	140	33	236	270	29	4300	6000	3,00	22216 EK + H 316 *

* - Roulement SKF Explorer



Coefficients de calcul

e 0,22

Y_1 3

Y_2 4,8

Y_0 2,8

Annexe C

Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage $\varnothing = 60 \text{ mm}$

Arbre d_a	Palier Dimensions											Masse	Designations Palier	Joints	Disque d'obturation
	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G					
mm	mm											kg	-		
55	105	70	134	70	30	210	255	24	18	16		5,10	SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512 TURU	TSN 512 L TSN 512 A TSN 512 C TSN 512 S TSN 512 ND compris	ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610
	115	80	156	80	30	230	280	24	18	16		7,00	SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 612 TURU	TSN 612 G TSN 612 A TSN 612 C TSN 612 S TSN 612 ND compris	ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 R
60	110	80	149	80	30	230	275	24	18	16		6,50	SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513-611 SNL 513 TURU	TSN 513 L TSN 513 A TSN 513 C TSN 513 S TSN 513 ND compris	ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 513-611 ASNH 516-613 R
	120	90	177	95	32	260	315	28	22	20		9,50	SNL 516-613 SNL 516-613 SNL 516-613 SSNL 516-613 SNL 516-613 SNL 613 TURU	TSN 613 G TSN 613 A TSN 613 C TSN 613 S TSN 613 ND compris	ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 ASNH 516-613 R
65	115	80	155	80	30	230	280	24	18	16		7,00	SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 515-612 SNL 515 TURU	TSN 515 L TSN 515 A TSN 515 C TSN 515 S TSN 515 ND compris	ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 515-612 ASNH 518-615 R

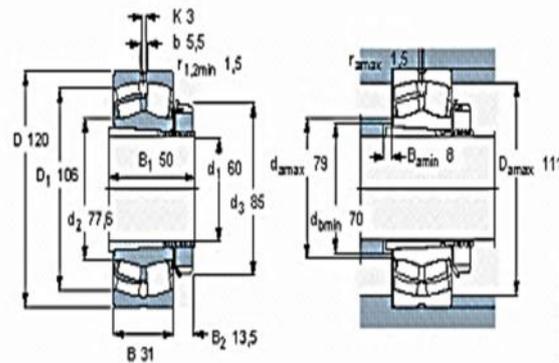
Annexe D

$$\varnothing = 60 \text{ mm}$$

Roulements à rotule sur rouleaux, avec manchon de serrage

Tolérances, voir aussi le texte
 Jeu interne radial, voir aussi le texte
 Ajustements recommandés
 Tolérances d'arbre et de logement

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_0	Vitesses de base		Masse kg	Désignation Roulement + manchon de serrage
d_1	D	B	dynamique C	statique C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min			* - Roulement SKF Explorer
60	120	31	193	216	24	5000	7000	1,95	22213 EK + H 313 *



Coefficients de calcul
 e 0,24
 Y_1 2,8
 Y_2 4,2
 Y_0 2,8

Annexe E

Palier à semelle SNL pour roulements sur manchon de serrage $\varnothing = 50 \text{ mm}$

Arbre d_a	Palier Dimensions										Masse	Designations Palier	Joints	Disque d'obturation
	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G				
mm	mm										kg	–		
40	85	60	109	60	25	170	205	20	15	12	2,90	SNL 509 SNL 509 SNL 509 SNL 509 SNL 509	TSN 509 L TSN 509 A TSN 509 C TSN 509 S TSN 509 ND	ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509 ASNH 509
	95	70	128	70	28	210	255	24	18	16	4,40	SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 609 TURU	TSN 609 G TSN 609 A TSN 609 C TSN 609 S TSN 609 ND compris	ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 R
45	90	60	113	60	25	170	205	20	15	12	3,20	SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608 SNL 510-608	TSN 510 L TSN 510 A TSN 510 C TSN 510 S TSN 510 ND	ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608 ASNH 510-608
	105	70	134	70	30	210	255	24	18	16	5,10	SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 512-610 SNL 610 TURU	TSN 610 G TSN 610 A TSN 610 C TSN 610 S TSN 610 ND compris	ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 ASNH 512-610 R
50	95	70	128	70	28	210	255	24	18	16	4,40	SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511-609 SNL 511 TURU	TSN 511 L TSN 511 A TSN 511 C TSN 511 S TSN 511 ND compris	ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 511-609 ASNH 513-611 R

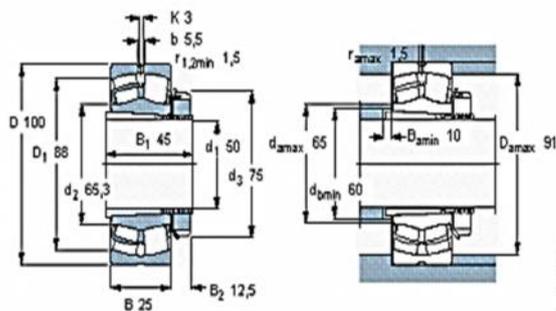
Annexe F

$$\varnothing = 50 \text{ mm}$$

Roulements à rotule sur rouleaux, avec manchon de serrage

Tolérances , voir aussi le texte
 Jeu interne radial , voir aussi le texte
 Ajustements recommandés
 Tolérances d'arbre et de logement

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue P_u	Vitesses de base		Masse	Désignation Roulement + manchon de serrage
d_1	D	B	dynamique C	statique C_0		Vitesse de référence	Vitesse limite		
mm			kN		kN	tr/min		kg	-
50	100	25	125	127	13,7	6300	8500	1,10	22211 EK + H 311 *



Coefficients de calcul
 e 0,24
 Y_1 2,8
 Y_2 4,2
 Y_0 2,8

Annexe H

Recapitulatif des principaux symboles

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21											
		<p>DISJONCTEUR MOTEUR MAGNETO-THERMIQUE</p>				<p>FUSELE 1P</p>				<p>DISJONCTEUR 1P</p>				<p>FUSELE 2P</p>				<p>DISJONCTEUR 2P</p>				<p>FUSELE 3P</p>				<p>DISJONCTEUR 3P</p>					
		<p>DISJONCTEUR MOTEUR MAGNETIQUE</p>				<p>FUSELE 3P+N</p>				<p>FUSELE 4P</p>				<p>DISJONCTEUR 4P</p>				<p>DISJONCTEUR DIFFERENTIEL 2P</p>				<p>RELAIS THERMIQUE</p>				<p>INTERRUPTEUR SECTIONNEUR 3P</p>				<p>DISJONCTEUR DIFFERENTIEL 3P</p>	
		<p>CONTACTEUR MOTEUR</p>				<p>INTERRUPTEUR SECTIONNEUR 4P</p>				<p>DISJONCTEUR DIFFERENTIEL 4P</p>				<p>MOTEUR</p>																	

AitAd
SERA

AFFAIRE N°
A1885

PLAN N°
A313EL003

CEVITAL
STOCKAGE SUCRE ROUX 150 000 TONNES
ARMOIRE MCCS

RECAPITULATIF
DES PRINCIPAUX SYMBOLE

LEGENDE
003
REVUE 5/12 002 004

Annexe I

Protection départ-moteur jusqu'à 37 kW

Protection des départs-moteurs jusqu'à 37 kW		
Puissance de moteur (kW)		0,37 ... 37
Compact	046751	NS80 
Pouvoir de coupure (kA eff) 380/415 V	H	70

Annexe J

Références relais tripolaires thermique série D

Relais de protection thermique différentiels classe 10A



LR2-D13..



LR2-D23..



LR2-D33..

Relais de protection thermique différentiels classe 10 A

Relais de protection thermique :

- compensés, à réarmement manuel ou automatique
- avec visualisation du déclenchement
- pour courant alternatif ou continu.

zone de réglage du relais	fusibles à associer au relais choisi		pour montage sous contacteur		référence
	type	A	LC1	LP1	
A	aM	gG			
A	A	A			
classe 10 A (1)					
0,10...0,16	0,25	2	D09...D38	D09...D32	LR2-D1301
0,16...0,25	0,5	2	D09...D38	D09...D32	LR2-D1302
0,25...0,40	1	2	D09...D38	D09...D32	LR2-D1303
0,40...0,63	1	2	D09...D38	D09...D32	LR2-D1304
0,63...1	2	4	D09...D38	D09...D32	LR2-D1305
1...1,6	2	4	D09...D38	D09...D32	LR2-D1306
1,6...2,5	4	6	D09...D38	D09...D32	LR2-D1307
2,5...4	6	10	D09...D38	D09...D32	LR2-D1308
4...6	8	16	D09...D38	D09...D32	LR2-D1310
5,5...8	12	20	D09...D38	D09...D32	LR2-D1312
7...10	12	20	D09...D38	D09...D32	LR2-D1314
9...13	16	25	D12...D38	D12...D32	LR2-D1316
12...18	20	35	D18...D38	D18...D32	LR2-D1321
17...25	25	50	D25...D38	D25 et D32	LR2-D1322
23...32	40	63	D25...D38	D25 et D32	LR2-D2353
30...40	40	80	D32 et D38	D32	LR2-D2355
17...25	25	50	D40...D95	D40...D80	LR2-D3322
23...32	40	63	D40...D95	D40...D80	LR2-D3353
30...40	40	100	D40...D95	D40...D80	LR2-D3355
37...50	63	100	D50...D95	D50...D80	LR2-D3357
48...65	63	100	D50...D95	D50...D80	LR2-D3359
55...70	80	125	D65...D95	D65 et D80	LR2-D3361
63...80	80	125	D80 et D95	D80	LR2-D3363
80...104	100	160	D95		LR2-D3365
80...104	125	200	D115 et D150		LR2-D4365
95...120	125	224	D115 et D150		LR2-D4367
110...140	160	250	D150		LR2-D4369

Annexe K

Contacteur tripolaire pour moteur triphasé, catégorie AC-3

Puissances normalisées des moteurs triphasés 50/60 Hz en catégorie AC-3							Courant assigné d'emploi en AC-3 en AC-1 440V jusqu'à $\theta < 40^{\circ}\text{C}$ jusqu'à		Nombre de contacts auxiliaires		Référence de base à compléter par le repère de la tension (2)	
220V	380V				660V						Tensions usuelles	
230V	400V	415V	440V	500V	690V	A	A					
kW	kW	kW	kW	kW	kW							
2,2	4	4	4	5,5	5,5	9	25	1	1	LC1-D09 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
3	5,5	5,5	5,5	7,5	7,5	12	25	1	1	LC1-D12 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
4	7,5	9	9	10	10	18	32	1	1	LC1-D18 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
5,5	11	11	11	15	15	25	40	1	1	LC1-D25 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
7,5	15	15	15	18,5	18,5	32	50	1	1	LC1-D32 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
9	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	38	50	1	1	LC1-D38 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
11	18,5	22	22	22	30	40	60	1	1	LC1-D40 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
15	22	25	30	30	33	50	80	1	1	LC1-D50 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
18,5	30	37	37	37	37	65	80	1	1	LC1-D65 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
22	37	45	45	55	45	80	125	1	1	LC1-D80 ●●	B7	E7 F7 P7 V7
25	45	45	45	55	45	95	125	1	1	LC1-D95 ●●	B7	E7 F7 P7 V7

(1) Pour LC1-D09 à D32 et LC1K: fixation par encliquetage sur profilé largeur 35 mm AM1-DP. Pour LC1-D40 à D95: fixation par encliquetage sur profilé largeur 35 mm AM1-DE ou 75 mm AM1-DL. Bornes puissance: LC1-D09 à D95 protégées contre le toucher et vis maintenues desserrées.

(2) Tensions du circuit de commande existantes.

Volts	24	48	110	230	400
50/60Hz	B7	E7	F7	P7	V7

Annexe L

Démarrateur progressif pour moteur de 15 à 75kW



Démarrateur progressif ralentisseur pour moteur de 15 à 75 kW

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

Moteur							Démarrateur		
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		Démarrateur		
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 démarrage	Référence	Masse kg
Platine pour montage rapide sur profilé DIN	ATS 01N230LY, ATS 01N244	VY1 H4101	-
Pièce d'adaptation pour montage sur profilé Δ 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	-

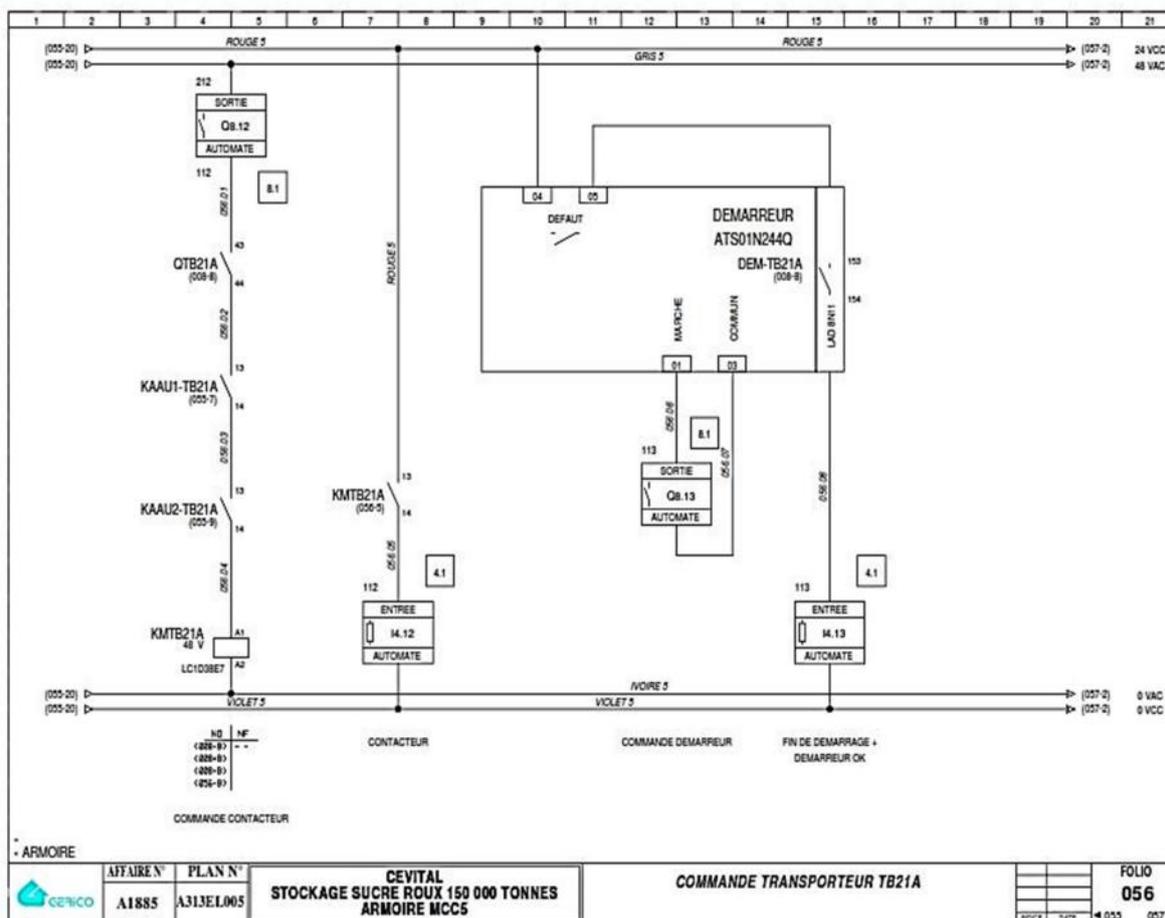
Annexe M

Les protections associées à chaque démarreur de classe F en fonction de la puissance de moteur

Constituants à associer selon les normes IEC 60947-4-1 et IEC 60947-4-2										
Associer soit disjoncteur (colonnes bleu clair), contacteur, démarreur, soit interrupteurs/ fusibles (colonnes bleu foncé), contacteur, démarreur										
Moteur		Démarreur	Type de disjoncteur	Calibre	Type de contacteur	Type d'interrupteur ou interrupteur-sectionneur (bloc nu)	Fusibles Am	Calibre	I ² t	Relais thermique
kW	A	Classe 10	Telemecanique	A			Référence	A	A ² s	F4
M1	A1		O1		KM1, KM2, KM3	Q2				F4
0.37	0.98	ATS 01N103FT	GV2 ME05	1	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA02	2	265	LR2 K0306 LRD 05
0.55	1.5	ATS 01N103FT	GV2 ME06	1.6	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA02	2	265	LR2 K0307 LRD 06
0.75	2	ATS 01N103FT	GV2 ME07	2.5	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA02	2	265	LR2 K0308 LRD 07
1.1	2.5	ATS 01N103FT	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA04	4	265	LR2 K0308 LRD 08
		ATS 01N206QN	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA04	4	265	LR2 K0308 LRD 08
1.5	3.5	ATS 01N106FT	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA06	6	265	LR2 K0310 LRD 08
		ATS 01N206QN	GV2 ME08	4	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA06	6	265	LR2 K0310 LRD 08
2.2	5	ATS 01N106FT	GV2 ME10	6.3	LC1 K06 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA08	8	265	LR2 K0312 LRD 10
		ATS 01N206QN	GV2 ME10	6.3	LC1 K09 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA08	8	265	LR2 K0312 LRD 10
3	6.5	ATS 01N106FT	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA12	12	265	LR2 K0314 LRD 12
		ATS 01N206QN	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA12	12	265	LR2 K0314 LRD 12
4	8.4	ATS 01N109FT	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA12	12	610	LR2 K0316 LRD 14
		ATS 01N209QN	GV2 ME14	9	LC1 K09 ou LC1 D09	LS1 D2531	DF2 CA12	12	610	LR2 K0316 LRD 14
5.5	11	ATS 01N112FT	GV2 ME16	13	LC1 K12 ou LC1 D12	LS1 D2531	DF2 CA16	16	610	LR2 K0321 LRD 16
		ATS 01N212QN	GV2 ME16	13	LC1 K12 ou LC1 D12	LS1 D2531	DF2 CA16	16	610	LR2 K0321 LRD 16
7.5	14.8	ATS 01N222QN	GV2 ME20	17	LC1 D18	LS1 D2531	DF2 CA20	20	6050	LRD 21
9	18.1	ATS 01N222QN	GV2 ME21	21	LC1 D25	LS1 D2531	DF2 CA25	25	6050	LRD 21
11	21	ATS 01N222QN	GV2 ME22	23	LC1 D25	LS1 D2531	DF2 CA25	25	6050	LRD 22
15	28.5	ATS 01N232QN	GV2 ME32	32	LC1 D32	GK1 EM	DF2 EA40	40	7200	LR2 D3353
18.5	33	ATS 01N244Q	GV3 ME40	40	LC1 D38	GK1 EM	DF2 EA40	40	8000	LR2 D3355
22	42	ATS 01N244Q	GV3 ME63	63	LC1 D50	GK1 FM	DF2 FA63	63	8000	LR2 D3357

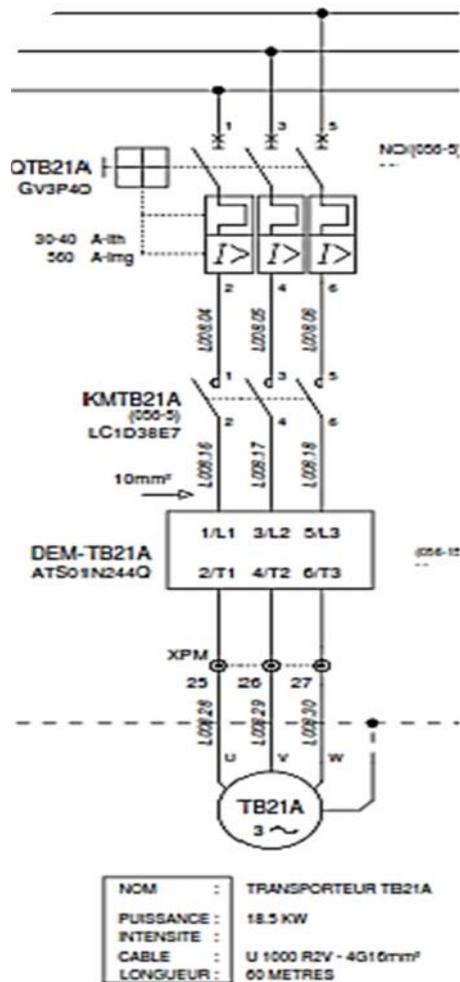
Annexe N

Circuit de commande de TB21A



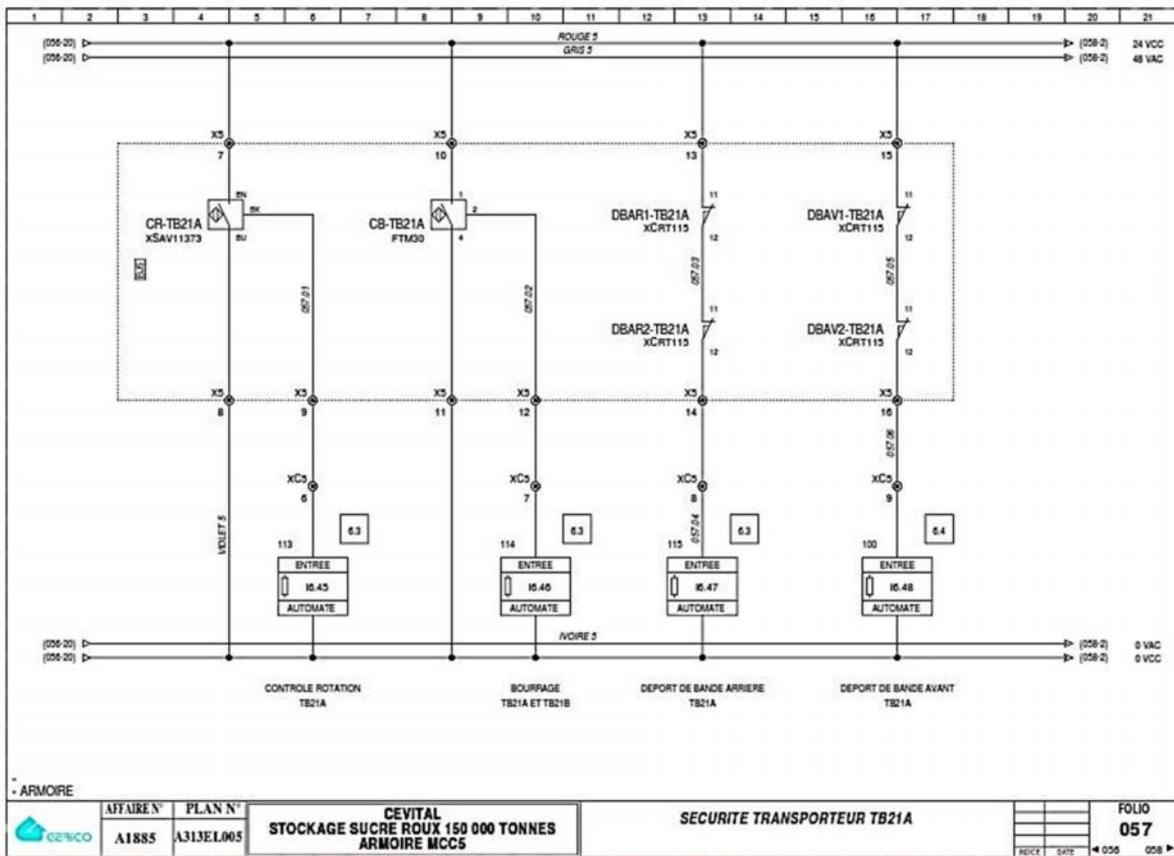
Annexe 0

Circuit de puissance de TB21A



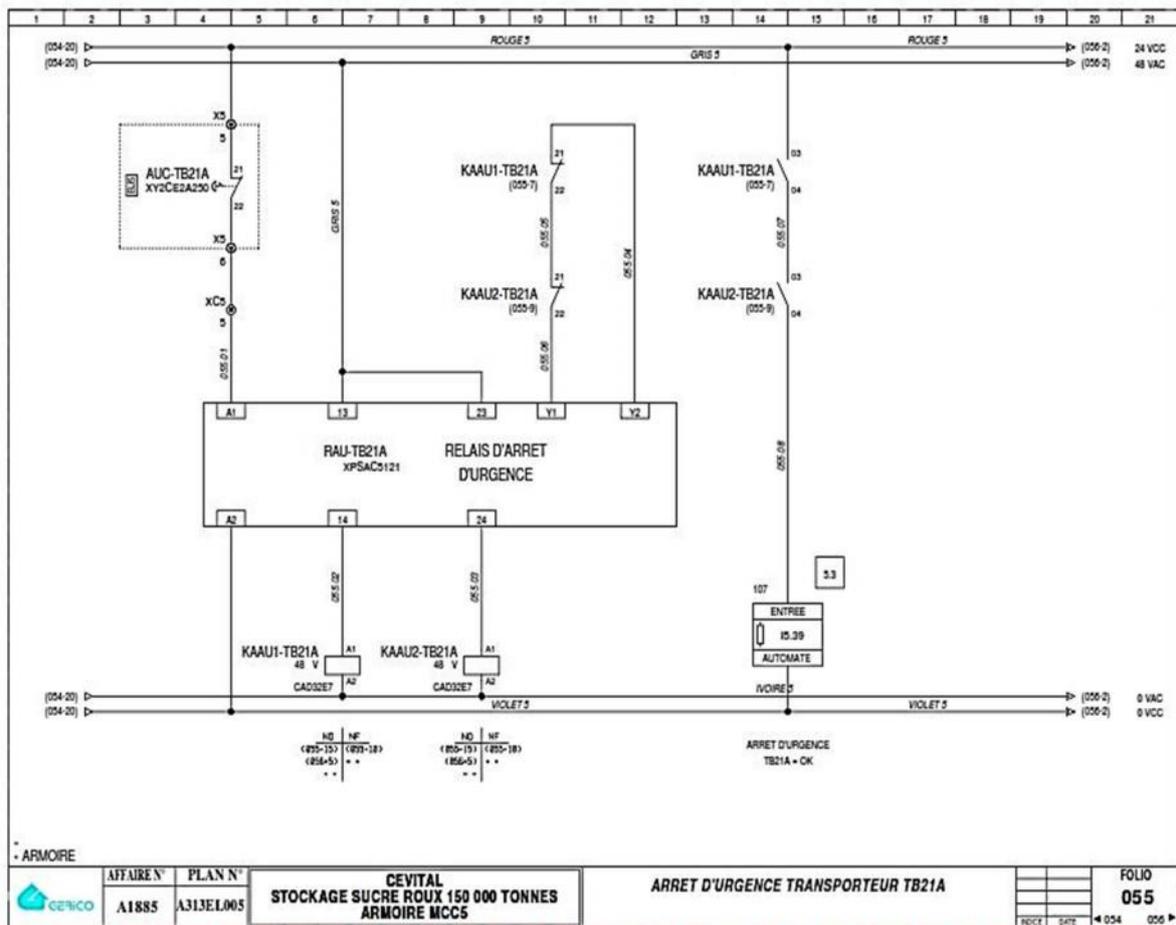
Annexe P

Circuit de sécurité de transporteur TB21A



Annexe Q

Circuit d'arrêt d'urgence de TB21A



Résumé

Dans ce projet de fin d'étude, on a traité théoriquement les dimensions de convoyeur TB21A qu'on a comparé au cahier des charges de installation pour transporter une charge de 320 t/h, puis on a suivi la même démarche pour optimisé cette capacité afin d'atteindre les 500 t/h.

Après cette étude on a conclue que les éléments du convoyeur TB21A peuvent supporter la nouvelle charge sauf le moteur.

Pour se remédier au système d'entraînement on a choisi un moteur électrique à cage d'écureuil de 22kW et un mode de démarrage progressif.

En fin de cette étude on a apprêté les modèles de la maintenance utilisés à la protection et à la sécurité de convoyeur TB21A.