

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد- تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd- Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : GENIE MECANIQUE

Spécialité : Maintenance Industrielle

Par : MAHLIA Abdel wahid

Thème

Conception d'un convoyeur à bande

Soutenu le 15 / 06 /2016 , devant le jury composé de :

Mr. SAMIR GUEZZEN	M.C.B	President de jury
Mr. HAMZA CHERIF S.M	M.C.B	Examineur
Mr. MOHAMED BELKAID S.M	M.A.A	Examineur
Mme. F.BELHADJ KACEM	M.A.A	Encadreur

Année Universitaire: 2015/2016

Remerciements

Tout d'abord, je remercie Allah, notre créateur de m'avoir donné les forces pour accomplir ce travail.

Premièrement et avant tout, j'adresse un grand remerciement à mon professeur encadreur Mme .F.BELHADJ KACEM pour ses conseils et ses directives.

Aussi je remercie Mr BENSAFI MORAD ingénieur de la cimenterie de BENI SAF pour ses conseils, objectifs.

Je remercie vivement Mr. SAMIR GUEZZEN de bien vouloir m'accorder l'honneur de présider le jury d'examinations de mon projet de fin d'étude.

Mes plus vifs remerciements vont également aux examinateurs Mr. HAMZA CHERIF et Mr MOHAMED BELKAID, pour avoir accepté de participer au jury, leurs idées précieuses, leurs analyses critiques et avisées ont contribué à l'enrichissement de ce travail.

Enfin, je remercie chaleureusement toute ma famille et mes amis pour leur soutien et leurs encouragements.

MAHLIA Abdel wahid

Dédicace

Je dédie ce travail:

- ❖ A mes parents, pour leur tendresse, leurs conseils, leurs sacrifices, leur présence à mes côtés et leur soutien, auxquels je dois ce que je suis. Qu'ils trouvent ici l'expression de mon éternelle reconnaissance et de ma profonde affection.
- ❖ A mes frère, Mohamed, Younes et mes sœurs Rehab, Farah.
- ❖ A toute ma famille.
- ❖ A mes amies et mes collègues Abderrahim, Karim, Hamid, Hadi, Samir, Nariman, Hocine, Mohamed

MAHLIA Abdel wahid

SOMMAIRE

Sommaire.....	I
Liste des figures	V
Liste des tableaux.....	VII
Liste des symboles	IX
Introduction générale.....	01
Chapitre I : Généralités sur les convoyeurs à bande	02
I.1. Historique	02
I.1.1 . Introduction	02
I.1.2. Utilisation des convoyeurs à bande	03
I.1.3. Records de longueur.....	04
I.2. Différents types de transporteurs mécaniques	04
I.3. Type et différents organes d'un convoyeur à bande	06
I.3.1. Principaux types de convoyeurs à bande	07
I.3.2. Différents Organes d'un Convoyeur à Bande	08
I.3.2.1. La bande	08
I.3.2.2. Tambours	10
I.3.2.3. Stations	12
I.3.2.4. Rouleaux.....	12
Chapitre II : Choix de transporteur et calcul des paramètres des rouleaux	13
II.1. Introduction	13
II.2. Choix du transporteur à bande	13
II.2.1. Caractéristiques des matériaux à transporter.....	13
II.2.2. Choix de la bande	14
II.2.3. Disposition de la bande sur les rouleaux.....	14
II.2.4. Caractéristiques du clinker	15
II.2.5. Tracé du parcours	15

SOMMAIRE

II.2.6. La vitesse de la bande	16
II.2.7. La largeur de la bande N	17
II.2.8. Choix préliminaire de la bande	17
II.3. Calcul et choix des paramètres des rouleaux.....	17
II.3.1. Corps de rouleau	17
II.3.2. Choix du diamètre du rouleau en fonction de la vitesse	18
II.3.3. Ecartement Des Stations – Supports	18
II.3.4. Détermination du nombre de rouleaux.....	19
II.3.5. Longueur de transition	20
II.3.6. Choix en fonction de la charge	20
II.3.6.1. Principaux Facteurs d’exploitation	21
II.3.6.2. Calcul des sollicitations	21
II.3.6.3. Choix des rouleaux	23
II.3.6.4. Dimensionnement des supports des rouleaux	24
II.4. Calcul vérificatif et précis du convoyeur	25
II.4.1. Effort tangentiel ...	25
II.4.2. Puissance d’entraînement	27
II.4.3. Tension de la bande	27
CHAPITRE III : Calcul et choix des paramètres des tambours	35
III.1. Introduction	35
III.2. Technologie des tambours	35
III.3. Tambour moteur	35
III.4. Tambour de renvoi et de tension	38
III.5. Tambour d’inflexion	40
III.6. Tambour de contrainte	42
III.7. Dimensionnement des arbres des tambours	43
III.7.1. Arbres des tambours	43

SOMMAIRE

III.7.2 Arbre du tambour de commande	44
III.7.3. Arbre du Tambour de renvoi	46
III.7.4. Arbre du tambour de tension	47
III.7.5. Arbre du tambour d'inflexion	48
III.7.6. Arbre du tambour de contrainte	49
III.8. Vérification de l'arbre du tambour à la rigidité	50
III.9. Vérification de l'arbre du tambour à fatigue	53
III.10. Coefficient de sécurité	56
III.9. Calcul et choix des roulements	61
III.9.1. Roulements du tambour d'entraînement, de renvoi et tension	62
III.9.1.1. Roulement du tambour d'entraînement	62
III.9.1.2. Roulement du tambour de renvoi	64
III.9.1.3. Roulement du tambour de tension	64
III.9.2. Roulement du tambour d'inflexion	65
III.9.3. Roulement du tambour de contrainte	66
III.10. Calcul des clavettes	67
III.10.1. Clavette du tambour de commande	67
III.10.2. Clavette des tambours de renvoi, de tension, et d'inflexion	68
III.10.3. Clavette du tambour de contrainte	69
CHAPITRE IV : Choix du mécanisme du moteur.....	70
IV.1. Introduction	70
IV.2. Choix du mécanisme moteur	70
IV.2.1. Choix du moteur électrique	70
IV.2.2. choix de réducteur	72
IV.2.3. Choix des accouplements	73
IV.2.3.1. Accouplement 1 {Moteur → Réducteur}	73
IV.2.3.2. Accouplement 2 {Réducteur → tambour}	74

SOMMAIRE

Conclusion générale	75
Annexes.....	76
Références bibliographies	98

Liste des figures

CHAPITRE I

Figure I.1 : Convoyeur à bande « transporteur de sable » de A. LOPATAINE.....	02
Figure I.2 : Ttransporteur à bande.....	04
Figure I.3 : Transporteur à rouleaux.....	05
Figure I.4 : Transporteur à galets.....	05
Figure I.5 : Principe de transport pneumatique.....	05
Figure I.6 : Transporteur a vis d'archymede.....	06
Figure I.7 : Convoyeur a câble.....	06
Figure I.8 : Les déférentes configurations typiques du convoyeur.....	08
Figure I.9 : La structure d'un bande à carcasse textile.....	09
Figure I.10 : Bande caoutchoutée avec câblots en acier.....	09
Figure I.11 : Convoyeur à bande en métallique.....	10
Figure I.12 : Tambour de commande.....	10
Figure I.13 : Tambour de contrainte.....	11
Figure I.14 : Tambour de tension avec contre poids	11
Figure I.15 : Tambour de renvoi	11
Figure I.16 : Tambour d'inflexion d'un convoyeur a bande.....	12
Figure I.17 : Station d'un convoyeur à bande.....	12
Figure I.18 : Rouleaux de convoyeur à bande.....	12

CHAPITRE II

Figure II.1 : Dimension principale (k) d'un grain	13
Figure II.2 (a,b,c) : Section d'auge	14
Figure II.3 : L'angle d'éboulement	15
Figure II.4 : Tracé du parcours	15

Figure II.5 : Corps de rouleau	18
Figure II.6 : L'écartement des stations supports	18
Figure II.7 : La longueur de transition L_t	20
Figure II.8 : Dimensions des rouleaux	23
Figure II.9 : Dimensions de la station support supérieur	24
Figure II.10 : Dimensions des battes de fixation " SPT1478"	24
Figure II.11 : Les tensions T_1 et T_2 sur circonférence du tambour	27
Figure II.12 : Position de la tension T_3	28
Figure II.13 : Position de la tension T_0	29
Figure II.14 : Différents points de tension	31
Figure II.15 : Dispositif de reprise de tension à vis	32
Figure II.16 (A,B) : Dispositif de reprise de tension à contrepoids	33
Figure II.17 : Dimensions de H_T et l_C	34

CHAPITRE III

Figure III.1 : Technologie des tambours	35
Figure III.2 : Tensions T_1 et T_2 du tambour d'entraînement.....	37
Figure III.3 : Tensions T_7 et T_8 du tambour de renvoi	39
Figure III.4 : Tensions T_4 et T_5 du tambour de tension	39
Figure III.5 : Tensions de T_5 et T_6 du tambour d'inflexion	41
Figure III.6 : Tensions de T_3 et T_2 du tambour de contraindre	42
Figure III.7 : Dimension du tambour et de l'axe	43
Figure III.8 : Les efforts qui exercée a l'arbre de tambour.....	44
Figure III.9 : Digramme de moment fléchissant de tambour commande	45
Figure III.10 : diagramme de moment de torsion de tambour de commande	46
Figure III.11 : Limitation de la flèche et rotation	51
Figure III.12 : Facteur de fini de surface de source	53
Figure III.13 : facteur de fiabilité	54

Figure 14 : diagramme pratique de HAIGH..... 56

Figure III.15 : Charge de rupture des paliers 63

Figure III.16 : Dimensions de la clavette inclinée a talon67

CHAPITRE IV

Figure IV.1 : Mécanisme d'entraînement d'un convoyeur 70

Figure IV.2 : Chaîne cinématique du convoyeur 73

Liste des TABLEAUX

Tableau II.1 : Différents points de tension du convoyeur à bande.....	32
Tableau III.1 : Coefficient de réserve de sécurité en fonction de la contrainte de destruction limite	36
Tableau III.2 : Valeur suggérée pour $[\sigma]$	46
Annexes	71
Tableau 1 : Angles de talutage, d'éboulement et écoulement du produit	76
Tableau 2 : Propriétés physiques des produits	77
Tableau 3 : Vitesses maximales conseillées	76
Tableau 4 : Coefficient d'inclinaison K en fonction de l'angle d'inclinaison	78
Tableau 5 : Coefficient de correction K_1 (nature de l'alimentation du convoyeur).....	78
Tableau 6 : Le débit volume théorique I_{VT}	79
Tableau 7 : Diamètre recommandé pour les rouleaux	80
Tableau 8 : Ecartement maximal préconisé entre les stations-supports	80
Tableau 9 : La longueur de transition en fonction de la largeur de la bande	81
Tableau 10 : Poids de l'armature de la bande q_{bn}	81
Tableau 11 : Gammes standards des bandes résistant à l'usure	82
Tableau 12 : Coefficient de participation F_p	82
Tableau 13 : Coefficient de choc F_d	82
Tableau 14 : Coefficient d'utilisation	83
Tableau 15 : Coefficient lié à l'environnement	83
Tableau 16 : Coefficient de vitesse F_v	83

Liste des tableaux

Tableau 17 : Les dimensions du rouleau pour station support supérieur	83
Tableau 18 : Les dimensions de rouleau pour station support inférieur	84
Tableau 19 : Choix de station support supérieur	84
Tableau 20 : Dimension de la station support supérieur	85
Tableau 21 : Dimension de batte de fixation	85
Tableau 22 : Coefficient de résistance fixe	85
Tableau 23 : Coefficient de résistance passive en fonction de température	86
Tableau 24 : Coefficient des frottements internes	86
Tableau 25 : Poids des parties tournantes des stations supports (supérieur et inférieur)	86
Tableau 26 : Coefficient d'enroulement C_w	87
Tableau 27 : Diamètre recommandé par le constructeur	87
Tableau 28 : Dimensions normalisées des tambours	88
Tableau 29 : Caractéristique mécanique des matériaux	88
Tableau 30 : Détermination de K_t pour un arbre avec épaulement.....	89
Tableau 31 : Table de détermination du gradient de contrainte (CETIM)	89
Tableau 32 : Détermination de K_S (CETIM)	89
Tableau 33 : Table de détermination des paramètres pour le calcul de σ_{Dp} (CETIM)	90
Tableau 34 : Facteur de correction de durée a_1	90
Tableau 35 : Facteur de correction e_c	91
Tableau 36 : Résistance mécanique des palier	91
Tableau 37 : Dimensions des paliers	92
Tableau 38 : Dimensions des clavettes	93
Tableau 39a : Caractéristiques du moteur électrique	93
Tableau 39b : Dimensions du moteur électrique	94
Tableau 40 : Facteur de service	95

Liste des tableaux

Tableau 41 : Le choix de type de réducteur	95
Tableau 42 : Les dimensions du réducteur	96
Tableau 43 a : Accouplement moteur – réducteur	97
Tableau 43 b : Accouplement réducteur – tambour	97

Liste des symboles et leurs unités:

Symboles	Désignation	unité
K	Granulométrie	mm
q_s	masse volumique	t/m^3
L	Entraxe	mm
H	variation de hauteur	mm
I_M	débit – volume	m^3/h
I_V	débit masse (écoulement de produit)	t/h
I_{VM}	débit volume corrigé en fonction de l'inclinaison et de l'irrégularité de l'alimentation	m^3/h
I_{VT}	le débit – volume théorie	m^3/h
k	coefficient d'inclinaison	–
k_1	coefficient de correction	–
V	vitesse de la bande	m/s
n	vitesse de rotation	tr/mn
D	diamètres de rouleau/ tambours	mm
a_0	Ecartement entre deux stations support supérieur	mm
a_u	Ecartement entre deux stations support inférieur	mm
N_s	nombre des stations supports supérieur	–
N_i	nombre des stations supports inférieur	–
N_r	nombre des rouleaux	–
L_t	longueur de transition	–
q_b	poids de la bande par mètre linéaire	kg/m
F_P	coefficient de participation du rouleau le plus sollicité	–
F_D	coefficient de choc	–
F_S	coefficient d'utilisation	–
F_m	coefficient lié a l'environnement	–
F_V	coefficient de vitesse	–

Liste des symboles et leurs unités

C_a	effort statique qui exerce sur la station porteuse	daN
C_{a1}	l'effort dynamique	daN
ca	l'effort sur le rouleau le plus sollicité	daN
C_r	effort statique sur une station support inférieur	daN
C_{r1}	charge dynamique sur le station support inferieur	daN
cr	effort sur le rouleau de la station inferieur	daN
d	diamètre intérieur de rouleau	mm
F_U	effort tangentiel total	daN
F_a	effort tangentiel pour déplacer une section du brin supérieur	daN
F_r	effort tangentiel pour déplacer une section du brin inferieur	daN
C_q	coefficient de résistance fixe	–
C_t	coefficient de résistance passive	–
f	coefficient de frottement des pièces tournantes	–
q_G	poids de produit transporté par mètre linéaire	kg/m
q_{RU}	poids des parties tournante inferieur	kg/m
q_{RO}	poids des parties tournantes supérieures	kg/m
P_{Pri}	poids des pièces tournantes inferieur	kg
P_{prs}	Poids des pièces tournantes supérieur	kg
P	Puissance absorbée	Kw
η	rendement de renvoi et de transmission	–
T_1	tension de coté entré	daN
T_2	tension de coté sortie	daN
μ	coefficient de frottement entre la bande et le tambour	–
C_w	coefficient d'enroulement	–

Liste des symboles et leurs unités

T_3	Tension sur le tambour de renvoi	daN
T_0	tension minimal à l'extrémité de la zone de chargement	daN
T_{Umax}	tension maximal unitaire de la bande	daN/mm
T_{max}	tension aux points de contrainte la plus élevée de la bande	daN
T_g	tension sur la bande au point d'attache des contre poids	daN
L_c	distance entraxe entre tambour d'entraînement et le Raccordement de contre poids	m
L_d	distance entraxe entre tambour de renvoi et le Raccordement de contre poids	m
H_t	dénivellation entre le tambour d'entraînement et le contre poids	m
D_{tm}	diamètre de tambour de commande (d'entraînement)	mm
D_{tr}	diamètre de tambour de renvoi	mm
D_{tt}	diamètre de tambour de tension	mm
D_{ti}	diamètre de tambour d'inflexion	mm
D_{tc}	diamètre de tambour de contrainte	mm
e	épaisseur de la paroi du tambour	mm
N	Le largueur de la bande	mm
$[\sigma_{comp}]$	contrainte de compression admissible	daN/mm ²
σ_r	représente la limite à la destruction (rupture)	daN/mm ²
R	résultante des forces agissant sur le tambour	daN
M_f	moment fléchissant	daN.mm
M_t	moment de torsion	daN.mm
M_{fi}	moment fléchissant idéal	daN.m
W	module de résistance	mm ³
D_t'	diamètre intérieur de tambour	mm
G	La longueur de l'arbre entre les appuis	mm
S	distance entre l'extrémité de la bande de tambour et le milieu de moyeu	mm
a_g	distance entre les supports et les flasques du tambour	mm

Liste des symboles et leurs unités

q_t	poids de tambour	daN
d_m	diamètre de l'axe brut de tambour d'entraînement	mm
d_r	diamètre de l'axe brut de tambour de renvoi	mm
d_t	diamètre de l'axe brut de tambour de tension	mm
d_i	diamètre de l'axe brut de tambour d'inflexion	mm
d_c	diamètre de l'axe brut de tambour de contrainte	mm
D_2	diamètre de l'axe en bout de tambour	mm
D_4	diamètre de réducteur	mm
f_t	la flèche d'un axe	mm
α_t	angle d'inclinaison de l'axe	rad
E	module d'élasticité de l'acier	daN/mm ²
J	moment d'inertie de la section de l'axe	mm ⁴
L_r	La durée de vie de roulement	heure
C	charge dynamique de base	KN
P	charge dynamique équivalent	KN
K_S	facteur de sécurité de roulement	–
K_t	coefficient thermique	–
b	le largeur de clavette	mm
h	La hauteur de clavette	mm
l	la longueur de clavette	mm
$[P_{adm\ mat}]$	pression admissible de matage	N/mm ²
$[\tau]_{adm\ cis}$	contrainte admissible de cisaillement	N/mm ²
P_m	puissance minimal à installer	Kw
A	intensité de courant	ampère

Liste des symboles et leurs unités

C_d	couple de démarrage	KN.m
C_n	couple nominal de moteur	KN.m
C_{nT}	couple de transmettre	N.m
C_{nd1}	couple nominal d'accouplement 01	N.m
C_{nd2}	couple nominal d'accouplement 02...	N.m
i	rapport de transmission	–
P_{kl}	puissance d'entrés	Kw
F_s	facteur de service	–
p_{n1}	puissance nominale de réducteur	Kw
P_{kl}	puissance d'entrés	Kw
β	angle de talutage	Degrés
δ	inclinaison de convoyeur	Degrés
λ	inclinaison des rouleaux latéraux	Degrés
ψ	angle d'embrassement	rad
γ	angle d'enroulement	Degrés

خلاصة :

إن الزائر لأي مركب , مصنع أو منجم يجد أنهم يستعملون بكثرة وسائل النقل المتعددة التي تعوض المجهود البدني للعمال و بالتالي تزيد من المردود و الإنتاج.

قمنا في مشروعنا هذا بدراسة نقل آلي ذو بساط متحرك لاستعماله في استغلال مصنع الاسمنت.

في البداية قمنا بتحديد أبعاد أجزائه المكونة له و بعد حسابات معمقة حددنا نوع البساط المناسب و كذلك الاسطوانات و أعمدتها و محاورها بالإضافة إلى الدواليب الحاملة و دواليب الإرجاع و محاورها .

فيما يعلق بجهاز المحرك و المخفض و الأوصال اكتفينا باختيارهم من جداول خاصة مع إعطاء أهم خصائص كل واحد منهم .

Résumé :

Dans chaque complexe, usine ou mine se trouvent les différents moyens de transport qui remplacent l'effort humain, cela mène à un gain dans le temps et dans la production.

Dans notre projet, nous avons choisit un convoyeur à bande comme étant le moyen de transport le plus adéquat pour une cimenterie.

Il a fallu dimensionner ses organes constructifs, donc après un calcul approfondi on a déterminé le type de bande appropriée, les tambours et leurs arbres et axe, ainsi que les rouleaux porteurs supérieurs et inférieurs. En ce qui concerne le mécanisme moteur, le mécanisme de réduction, le mécanisme de transmission, on s'est contenté de faire un choix pour chaque mécanisme en donnant les principales caractéristiques.

Abstract :

In each complex, factory or mine are different means of transport that replaces human effort, this leads to a gain in time and in production.

In our project, we choose a conveyor belt as the most suitable means of transport for a cement plant.

It took its constructive dimension organs, so after careful calculation type appropriate band was determined, drums and trees axis .so that the upper and lower carrier rolls, regarding the motor mechanism, the mechanism of reducing the transmission mechanism, we stuck to choose for each mechanism by giving the main features.

Introduction générale

Depuis l'aube de l'humanité, l'homme n'a pas cessé d'inventer et de développer pour faciliter sa vie quotidienne, pour cela il lui a fallu remplacer son travail manuel par la machine.

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 coûts / efficacité en fonction du volume du produit transporté, du matériel et de sa maintenance, de sa souplesse d'adaptation et de son aptitude à transporter divers charges et même à accepter des périodes de surcharge.

Ces types de transporteurs sont très répandus car ils assurent la continuité de la chaîne de production et ils augmentent considérablement la productivité.

Comme moyen complémentaire de mécanisation idéal, s'est révélé le convoyeur à bande. C'est le mode de transport qui remplit les critères de choix cités précédemment par rapport à d'autres systèmes. Ce dernier c'est l'objet de notre travail.

CHAPITRE I :

Généralités sur les convoyeurs à bande

I.1. Historique :

I.1.1. Introduction :

La première invention des transporteurs à bande dépend de l'époque des Antiquités (Egypte) ainsi que le principe de transmission par des courroies.

Une des premières constructions du convoyeur à bande est décrite en 1795 par OLIVER EVANS, il s'agit d'une bande plate continue, en cuir tendre fin ou en toile enveloppant deux tambours se mouvant dans un caisson ou une auge. [1]

C'est en Russie que furent publiées les premières indications concernant l'utilisation des convoyeurs à bande dans les travaux miniers. Un article faisant part de l'invention d'une machine de transport sans fin par ALEXANDRE LOPATINE en 1859, appelée « Transporteur de sable ». [1]

Le transporteur de sable de LOPATINE présentait toutes les parties essentielles du convoyeur à bande moderne, reconnu actuellement comme la machine de transport la plus parfaite. Il comprenait une bande sans fin, un tambour de commande et un tambour d'extrémité, une transmission, un cadre et ce qui est le principal, des galets porteurs. C'était le premier convoyeur à bande, dans l'histoire, destiné à transporter les roches aussi bien dans les ouvrages à ciel ouvert que dans l'industrie minière en général. [1]

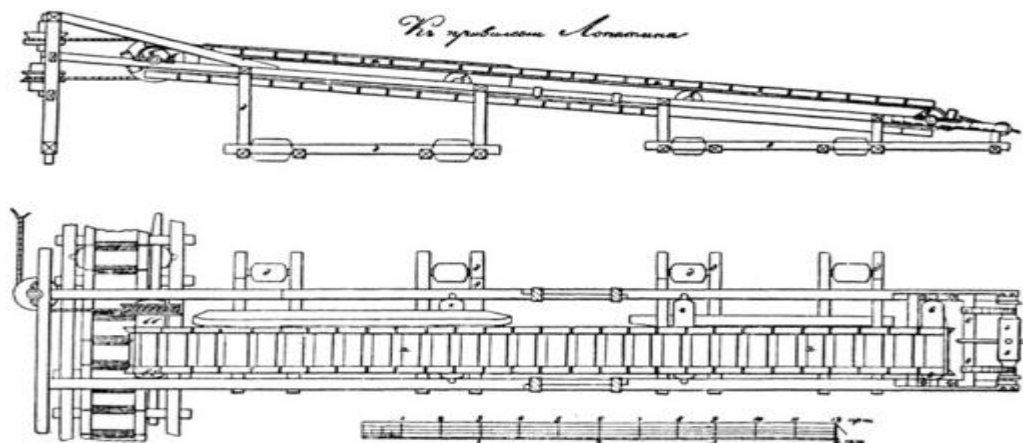


Figure I.1 : Convoyeur à bande « transporteur de sable » de A. LOPATAINE

Le transporteur de sable, actionné par une transmission à câble entraînant le tambour de commande, utilisait la force motrice, soit de l'eau, par l'intermédiaire d'une roue hydraulique, soit celle fournie par un cabestan à cheval, Toutes les pièces portantes de la bande étaient exécutées en bois. [1]

Dans part en 1868 les deux personnes LISTER ET VESTMACOT construisent le premier convoyeur dans les docks de MERSEY au port de LIVERPOOL. Il s'agit d'un transporteur de charges en vrac, sous forme d'auge avec une bande constituée par deux couches de toile caoutchoutée sur galets concaves. [2]

En 1885 (ANGLETERRE) : mise au point du support à trois galets (en auge) par THOMAS ROBINS avec revêtement en caoutchouc pour protéger la corde du tissu de la bande du convoyeur. [2]

Actuellement, le convoyage représente le moyen de transport mécanique le plus perfectionné qui soit pour le transport des grandes masses, dans les travaux miniers souterrains et à ciel ouvert ainsi que sur les chantiers des grands édifices hydrotechniques. [1]

Le mot « convoyeur » n'étant pas un mot russe, tout porte à croire que les Russes n'ont aucun rapport avec l'invention de l'appareil. Néanmoins, l'histoire du développement du convoyage montre que la contribution des Russes, dans la création et l'utilisation des convoyeurs à bande, n'est nullement inférieure à celle des peuples des pays évolués de l'Europe occidentale et de l'Amérique du Nord. [1]

I.1.2. Utilisation des convoyeurs à bande :

Le transport de charges par convoyeur à bande reste, depuis lors, le moyen mécanique le plus rentable et le plus perfectionné qui soit.

Employé pour le chargement et la reprise de matériaux, le convoyeur est un appareil de transport très souple qui reste souvent la solution de manutention privilégiée pour la construction d'un ouvrage important. [2]

Les bandes transporteuses sont très employées dans l'industrie, les mines et carrières et l'agriculture pour le déplacement, généralement à courte distance, de matériaux plus ou moins pondéreux tels que charbon, minerai, sable, céréales, etc..... [3]

Cette technique a des emplois très variés. On la retrouve par exemple sous forme :

- De trottoir roulant pour le déplacement de personnes dans les gares et aéroports, de fonds mobiles de certains véhicules auto-déchargeurs ;
- Des tapis roulants aux caisses des hypermarchés ou pour la livraison des bagages dans les aéroports, etc.

Le convoyeur peut également être conçu pour transporter uniquement des charges isolées (cartons, bacs, sacs, palettes, containers,...) selon des trajectoires droites ou courbes, montantes et descendantes. [3]

I. 1.3. Records de longueur :

La plus longue série de bandes transporteuses du monde se trouve au Sahara occidental (contrôlé par le MAROC). Elle s'étire sur 96 km des mines de phosphate de BOUKRAA jusqu'à la côte de l'océan Atlantique au sud de LAAYOUNE . [3]

La plus longue bande transporteuse d'un seul tenant traverse la frontière INDO-BANGLADESHIE. Cette bande transporteuse s'étire sur environ 17 km de long et transporte du calcaire à 960 t/h et du schiste d'une carrière au MEGHALAYA en INDE vers une cimenterie à SYLHET au BANGLADESH (7 km de long en INDE suivis de 10 km de long au BANGLADESH). [3]

I .2.Différents types de transporteurs mécaniques :

➤ **Transporteurs à bandes :**

Ils sont appelés fréquemment tapis roulants, ils sont utilisés pour transporter des charges à une faible distance.



Figure I.2 : Transporteur à bande [5]

➤ **Transporteurs à rouleaux :**

Ils sont utilisés pour le transport des charges isolées.



Figure I.3 : Transporteur à rouleaux [6]

➤ **Transporteurs à galets :**

Il permet le transport des charges isolées de fond plan , lisse et dur.

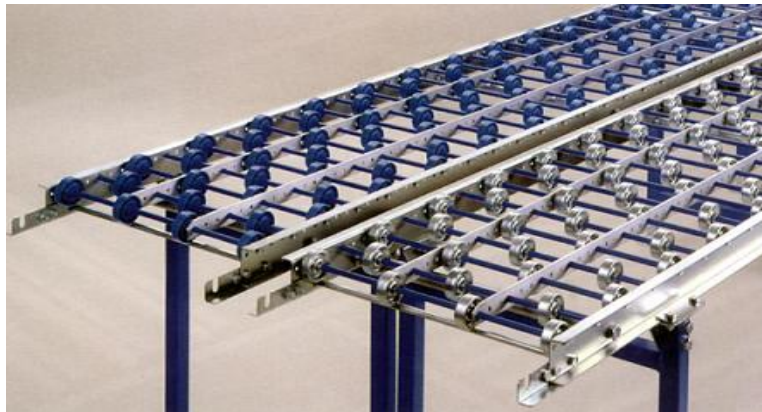


Figure I.4 : Transporteur à galets [7]

➤ **Transporteurs pneumatiques :**

Le déplacement de la charge s'effectue grâce à un jet d'air comprimé . Ce procédé est utilisé pour le transport des matériaux pulvérulents .

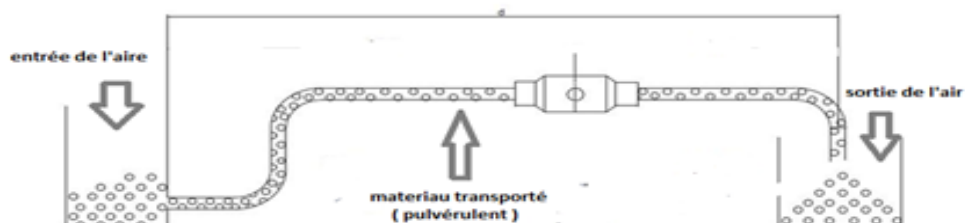


Figure I.5 : Principe de transport pneumatique [8]

➤ **Transporteurs a vis d'archymède :**

Ces transporteurs sont utilisés pour le transport des charges en vrac et qui ne possèdent pas de gros morceaux (généralement pour les céréales ,matériaux pulvérulents).



Figure I.6 : Transporteur a vis d'archymède [9]

➤ **Les convoyeurs à câbles (voies téléphériques) :**

La charge est suspendues à un câble tendu.



Figure I.7 : Convoyeur à câble [10]

I.3. Type et différents organes d'un convoyeur à bande :

- **Avantages du convoyeur à bande :** [11] [4]
 - Il peut assurer un très grand débit,
 - Travail sans bruit particulier,
 - Réduction des effectifs nécessaires,
 - Long intervalle entre les périodes de maintenance par exemple : le revêtement caoutchouté des tambours a une durée de vie de deux ans,
 - Indépendance du système par apports à son environnement,

- Réduction des coûts d'exploitation,
- Selon les charges à transporter, les grands convoyeurs à bande peuvent représenter une économie de 40 % à 60 % par rapport au transport routier.

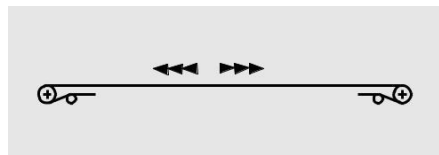
- **Inconvénients du convoyeur à bande [4]**

- Adhésion de la matière à la bande et aux tambours,
- Ceci emmène à un changement périodique de certaines parties du convoyeur,
- L'angle maximum d'inclinaison du tracé.

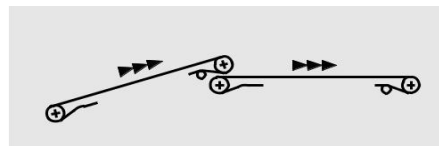
I.3.1. Principaux types de convoyeurs à bande :

Les plans suivants montrent des configurations typiques du convoyeur à bande : [11]

1 : Convoyeur à bande horizontale :



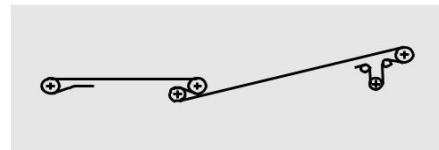
2 : Convoyeur à tronçon horizontal et incliné, pour lequel est nécessaire d'utiliser deux bandes :



3 : Convoyeur à bande horizontale et tronçon incliné, où l'espace permet une courbe verticale et la charge ne nécessite qu'une seule bande :



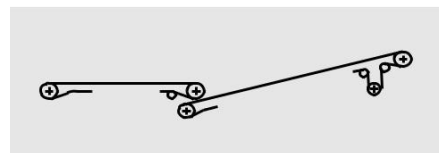
4 : Convoyeur à tronçons horizontal et incliné, où l'espace ne permet pas de réaliser une courbe verticale, mais la charge ne nécessite qu'une seule bande.



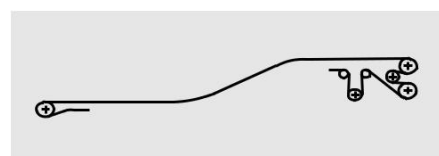
5 : Convoyeur à bande inclinée et tronçon horizontal, où la charge ne nécessite qu'une seule bande et l'espace permet une courbe verticale :



6 : Convoyeur à tronçons horizontal et incliné, où l'espace ne permet pas de courbe verticale et la charge nécessite deux bandes :



7 : Convoyeur à une seule bande comportant un tronçon horizontal, un tronçon incliné et un en descente avec des courbes verticales :



8 : Convoyeur dont la bande est chargée en pente, ascendante ou descendante :

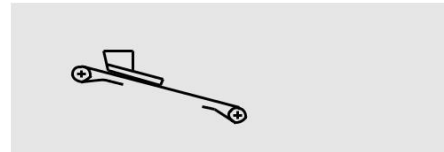


Figure I.8: Les différentes configurations typiques du convoyeur à bande

I.3.2. Différents Organes d'un Convoyeur A Bande :

I.3.2.1. La bande :

➤ Bande Caoutchoute :

• Définition :

La bande transporteuse est une courroie sans fin qui a été conçue à partir des techniques acquises dans la fabrication des câbles métalliques, textiles, synthétiques et à partir de l'exploitation des différents types de caoutchouc découverts. [12]

• Caractéristique :

La bande transporteuse doit présenter les qualités suivantes : [12]

- Assure un rapport force- poids élevé,
- une excellente élasticité,
- une bonne aptitude à la mise en auge,
- Un faible allongement,
- Une résistance à l'action des matériaux abrasifs, aux frottements dus à la mise en vitesse des matériaux à la chaleur, aux chocs et au pliage.

• Armatures de la bande (carcasse) :

Les armatures les plus utilisées dans la construction des bandes sont les nappes en corde de coton, les plis de tissus de coton ou synthétique en nombres de résistance variables. [12]

✓ Bande caoutchouc a carcasse textile :

La carcasse est constituée d'un tissu synthétique appelé EP. Dans le sens longitudinal (chaîne) les fibres sont en polyester (E) et dans le sens transversal (trament) elles sont en polyamide (P). [13]

- **Structure :** [13]

1- revêtement supérieure

2- carcasse

3- Plis textile

4- couche « skim coat »

5- revêtement inférieur

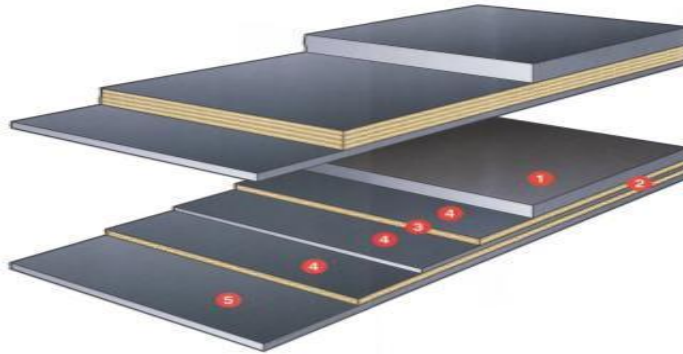


Figure I.9 : La structure d'une bande à carcasse textile

- **Skim coat :**

Cette couche de liaison qui enveloppe les plis permet : [13]

- D'assurer une bonne liaison qui enveloppe plis /plis et revêtement /plis.
- De transmettre et de répartir les tensions entre les plis.
- D'absorber et de répartir les efforts dus aux impacts.
- Certains revêtement résistent à la déchéance due à la température des matériaux chauds ou à l'action des produits chimiques.

- ✓ **Bande caoutchoutée en nappes des câbles :**

Elle est constituée de plusieurs plis en acier.



Figure I.10 : Bande caoutchoutée avec câblots en acier [14]

- **Recouvrement ou revêtement :**

Le rôle de revêtement est la protection de la carcasse contre : [13]

- L'usure due au frottement résultant de la mise en vitesse des matériaux, de fait de leur mouvement relatif sur les bandes aux points de chargement.
- L'impact des blocs lourds, coupants.
- L'influence des agents extérieurs, humidité ensoleillement, gel ...etc.

➤ **Bande métallique :**

La bande métallique peut manutentionner des matières chaudes, collantes, huileuses à arrêtes vives et abrasives. Les excellentes propriétés de conductibilité thermique rendent idéale le transfert de chaleur à une large gamme de produits. (congélation, refroidissement, séchage).

La bande est généralement laminée à froid et peut être chromée, plastifiée ou caoutchoutée suivant la nécessité. [4]

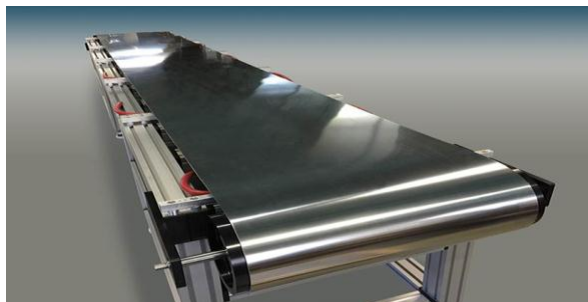


Figure I.11 : Convoyeur à bande en métallique [15]

I.3.2 .2 .Tambours :

Il existe cinq types de tambours

➤ **Tambour de commande :**

Tambour équipé de la motorisation du convoyeur à bande (tambour moteur) permettant l'entraînement de la bande. [16]



Figure I.12 : Tambour de commande [11]

➤ **Tambour de contrainte :**

Tambour placé en tête de convoyeur sous le tambour d'entraînement et permettant d'augmenter l'arc d'enroulement. [16]

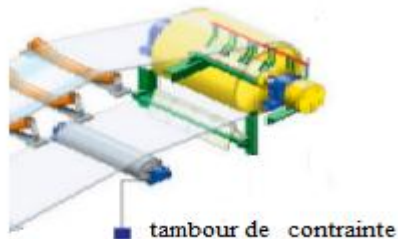


Figure I.13 : Tambour de contrainte [11]

➤ **Tambour de tension avec contrepoids :**

Tambour équipé d'un contrepoids (masse), nécessaire à la mise en tension de convoyeurs de grandes longueurs. [16]

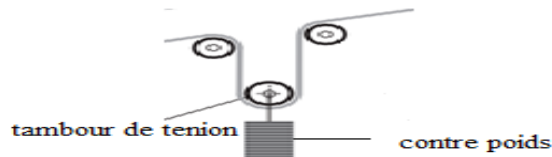


Figure I.14 : Tambour de tension avec contre poids [11]

➤ **Tambour de renvoi :**

Tambour non moteur où la bande s'enroule pour revenir vers la tête motrice. [16]



Figure I.15 : Tambour de renvoi [11]

➤ Tambour d'inflexion :

Ils servent à augmenter l'arc d'enroulement de la bande. [16]

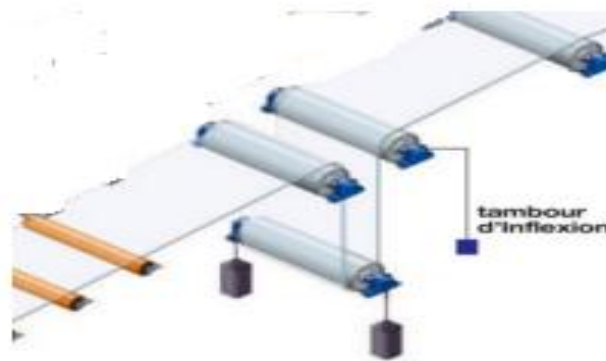


Figure I.16 : Tambour d'inflexion d'un convoyeur à bande [11]

I.3.2.3. Stations :

Les ensembles successifs de rouleaux avec leurs supports tout au long du transporteur sont appelés stations. [16]



Figure I.17 : Station d'un convoyeur à bande [11]

I.3.2.4. Rouleaux :

Ils soutiennent la bande et tournent librement et facilement sous la charge. Ce sont les composants les plus importants du convoyeur et ils représentent une part considérable de l'investissement total. Il est fondamental de les dimensionner correctement pour garantir les performances de l'installation et une exploitation économique. [6]



Figure I.18 : Rouleaux de convoyeur à bande [11]

CHAPITRE II :

**Choix de transporteur et calcul des
paramètres des rouleaux**

II.1. Introduction :

Le but de notre projet consiste à étudier et dimensionner les différents organes d'un convoyeur à bande qui à alimenter une zone de stockage en clinker avec un débit de 1500 t/ h. la distance parcourue est de 85,08 m sur une différence de niveau de 15 m (dénivellation).

Pour le calcul de cette installation nous estimerons certains paramètres et ils seront vérifiés par des formules appropriées.

Dans un convoyeur, le composant le plus coûteux et le plus susceptible d'être endommagé est la bande. Les rouleaux qui la soutiennent sur toute sa longueur sont tout aussi importants et il convient de les concevoir, de les choisir et fabriquer de manière à optimiser leur durée de vie et celle de la bande.

La résistance à la mise en rotation des rouleaux a une influence importante sur la bande et, par conséquent, sur la puissance nécessaire pour la déplacer et la maintenir en mouvement [11].

II.2. Choix du transporteur à bande :

II.2.1. Caractéristiques des matériaux à transporter :

Pour le choix du type de convoyeur utilisé il est très important de connaître les principales caractéristiques des matériaux à manutentionner, telles que :

- Densité.
- Caractéristiques mécanique :
 - Dimensions du grain dans notre cas (K) de clinker entre 80 à 150 mm. [11]
 - Abrasivité,
 - Dureté,
- Caractéristiques chimiques.
- Caractéristiques thermiques.

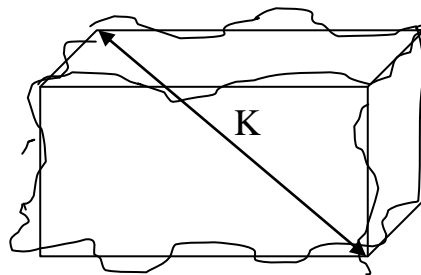


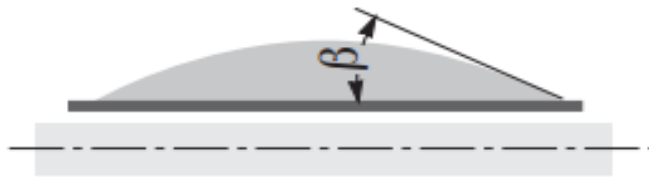
Figure II.1: Dimension principale (K) d'un grain

II.2.2. Choix de la bande :

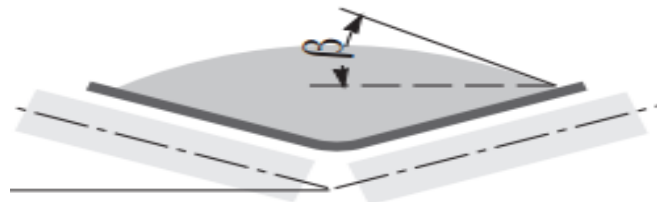
Dans notre cas on choisit l'utilisation d'une bande caoutchoutée car elle résiste mieux au produit transporté du point de vue attaque chimique et les risque de revêtement sont moindres.

II.2.3. Disposition de la bande sur les rouleaux :

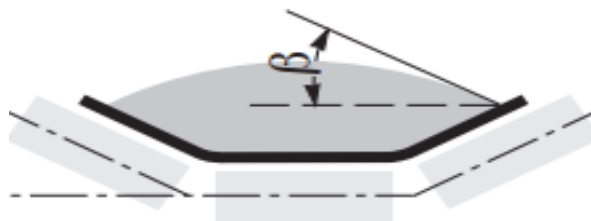
En général nous avons trois cas de figures. [11]



a) à un rouleau porteur



b) à deux rouleau porteurs



c) à trois rouleaux porteurs

Figure II.2 (a,b,c) : Section d'auge

Dans notre cas on choisit la troisième disposition (figure II.2c) car ce forme en auge permet de transporter un débit plus au moins important, aussi pour éviter chute de produit.

II.2.4. Caractéristiques du clinker :

- L'angle d'éboulement d'un produit, est l'angle que la ligne de pente du produit mis en tas librement sur une surface plane, forme avec l'horizontale. [11]

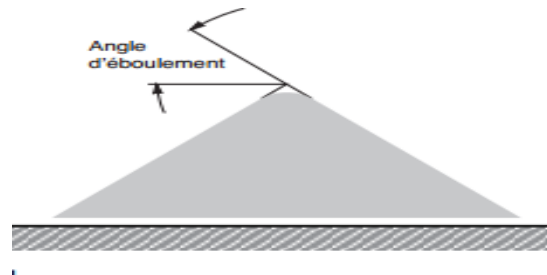


Figure II.3 : L'angle d'éboulement

Dans notre cas l'angle d'éboulement est 30° avec un angle de talutage de 20° (voir tableau 01)

- Le clinker est agressif chimiquement. [11]
- La masse volumique $1,2 \text{ t/m}^3$ (voir tableau 02) [11]

II.2.5. Tracé du parcours :

Dans notre cas le tracé du convoyeur n'étant pas imposé, on la considère comme suit :



Figure II.4 : Tracé du parcours

- un tronçon vertical de longueur $H = 15 \text{ m}$
- un tronçon incliné d'un angle $\delta = 10^\circ$ par rapport à l'horizontale.
- Entraxe $L = 86,4 \text{ m}$

Concernant la partie de la structure métallique de support du convoyeur, elle sera choisie en fonction des sollicitations développées par l'ensemble des organes mécaniques pendant le travail du convoyeur.

II.2.6. La vitesse de la bande :

Les caractéristiques physiques du produit à manutentionner sont l'élément déterminent pour le calcul de la vitesse de la bande.

A partir des données expérimentales, le tableau 03 indique la vitesse maximale recommandée, compte tenu des caractéristiques physiques et de la granulométrie du produit transporté.

On peut définir que le produit peut être classé en B et la granulométrie étant de 80/150 mm il en ressort que la vitesse maximale conseillée est de 2,3 m/s. [11]

➤ Débit – volume I_M :

On obtient le débit volumétrique de la bande à l'aide de la formule suivante : [11]

$$I_M = \frac{I_V}{q_s} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (\text{II.1}) \quad \text{où} \quad I_V : \text{capacité de charge de la bande (t / h)}$$

$$q_s : \text{masse volumique du produit (t / m}^3\text{)}$$

$$\text{Dans notre cas } I_M = \frac{1500}{1.2} = 1250 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ Correction du débit- volume pour tenir compte des facteurs d'inclinaison et d'alimentation :

Dans le cas de bandes inclinées, les valeurs du débit – volume I_{VT} (m^3/h) sont corrigées de la manière suivante :

$$I_{VM} = I_{VT} \times k_1 \times k \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$\text{et : } I_M = I_{VM} \times V \quad [11] \quad (\text{II.2})$$

I_{VM} : est le débit – volume corrigé pour tenir compte de l'inclinaison et de l'irrégularité d'alimentation du convoyeur en (m^3/h).

I_{VT} : est le débit – volume théorique,

k : est le coefficient d'inclinaison pour $\delta = 10^\circ \implies k = 0,958$ (voir tableau 04), [11]

k_1 : est le coefficient de correction pour l'irrégularité de l'alimentation = 0,9 (voir tableau 5),

Pour notre cas on doit calculer le débit volumétrique I_{VT} pour une inclinaison du convoyeur de $\delta = 10^\circ$

$$I_{VT} = \frac{I_M}{V \times K_1 \times k} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad [11] \quad (\text{II.3})$$

Ou : I_M : débit –volume v : vitesse de bande

$$I_{VT} = \frac{1250}{2,3 \times 0,9 \times 0,958} = 630 \text{ m}^3/\text{h}$$

II.2.7. La largeur de la bande N :

Etant donné l'angle d'éboulement du produit qui est d'environ 30° (voir tableau 6), on peut en déduire que l'angle de talutage est de l'ordre de 20° .

Ayant choisi une station porteuse avec un angle d'inclinaison des rouleaux latéraux ($\lambda = 30^\circ$), la largeur de bande qui correspond au débit I_{VT} de $630 \text{ m}^3/\text{h}$ est 1200 mm . [11]

On peut vérifier la relation entre la largeur de la bande et la granulométrie maximal du produit de telle manière que :

$$\text{la largeur de la bande} \geq \text{granulométrie du produit} \times 2,5 \quad [11] \quad (\text{II.4})$$

Dans notre cas $1200 \geq 150 \times 2,5 = 375 \implies$ la condition est vérifiée

II.2.8. Choix préliminaire de la bande :

On choisit une bande de type EP 400 parmi plusieurs types recommandées dont le couple de revêtement est 4+2 mm (4 mm pour le revêtement supérieur, 2 mm pour le revêtement inférieur) ou 400 désigne la tension nominale de service admissible (400 N/mm), il reste à vérifier la bande a la tension nominale de service (ce choix est préliminaire). [13]

Pour le choix définitif de la bande il reste à calculer la tension de service nominale, qui conduit peut être à passer à un type supérieur.

II.3. Calcul et choix des paramètres des rouleaux :

II.3.1. Corps de rouleau :

Il est constitué d'un tube en acier d'une épaisseur et d'un diamètre adaptés à l'utilisation prévue, qui est usiné à ses deux extrémités pour permettre le maximum de précision au montage. Les cages des roulements sont fixées aux extrémités par soudage ou par emmanchement [1].

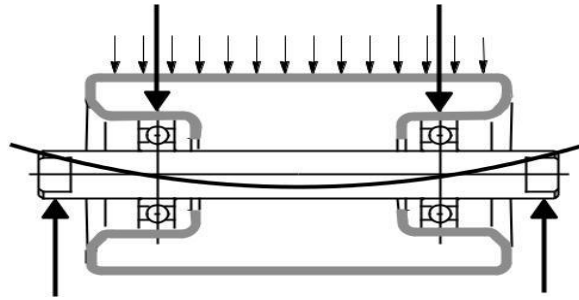


Figure II.5 : Corps de rouleau

II.3.2. Choix du diamètre du rouleau en fonction de la vitesse :

A partir de la vitesse de la bande et le diamètre du rouleau, on peut déterminer le nombre de tour du rouleau :

$$n = \frac{V \times 1000 \times 60}{D \times \pi} \quad (\text{t/min}) \quad [11] \quad (\text{II.5})$$

ou : D : diamètre du rouleau (mm)

V : la vitesse de la bande (m/s)

Le choix du diamètre doit tenir compte de la largeur de la bande, le tableau 07 indique le diamètre des rouleaux en fonction de la largeur de la bande

Dans notre cas la largeur de la bande est 1200 mm, pour une vitesse de 2,3 m/s on peut choisir des rouleaux de diamètre de 108 mm ($\varnothing = 108\text{mm}$) [11]

$$\text{AN : } n = \frac{V \times 1000 \times 60}{D \times \pi} = \frac{2,3 \times 1000 \times 60}{108 \times \pi} = 406,93 \text{ tour /mn} [11] \quad (\text{II.6})$$

II.3.3 Ecartement Des Stations – Supports :

La distance entre deux stations-soutiens d'un convoyeur à bande est :

a_0 : pour le brin supérieur.

a_u : pour le brin inférieur.



Figure II.6 : L'écartement des stations supports

Dans notre cas la bande a une largeur de 1200 mm et la masse volumique du produit est de 1,2 t /m³ le tableau 08 indique que :

- Pour les stations porteuses supérieures (SPS), l'écartement recommandé est de 1m [11]

Donc le nombre des SPS est 86 stations ($N_s = 86$)

- Pour les stations porteuses inférieure (SPI), l'écartement recommandé est de 3m [11]

Donc le nombre des SPI est défini comme ca

$$N_i = \frac{L'}{a_u} \quad (\text{II.7})$$

Où : L' : entraxe de coté inférieure , a_u : écartement de station support inférieure

D'où : $L' = L - [(2D_{ti} + D_{tt} + D_{tc} + 1/2 \cdot (D_{tc} + D_{tr}))]$ (Pour les diamètres de tambour voir III).

$$\text{AN : } L' = 86,4 - [(2 \times 0,315) + 0,4 + 0,25 + 0,45] = 84,67$$

$$\text{AN : } N_i = \frac{84,67}{3} = 28$$

Donc le nombre des SPI est 28

II.3.4. Détermination du nombre des rouleaux :

A) pour les stations porteuse : (à 3 rouleaux égaux)

$$N_r = N_s \times 3 = 86 \times 3 = 258 \text{ rouleaux} \quad (\text{II.8})$$

B) pour les stations de retour :

$$N_r = \frac{L'}{a_u} = \frac{85,4}{3} = 28 \text{ rouleaux}$$

Pour que bande prenne la forme courbée dans les zones de chargement des pentes et pour que le flèche ne dépasse pas les limite admissibles dans la zone de chargement on doit ajouter deux stations, donc le nombre SPS égal 88 et le nombre de rouleaux N_r égal :

$$\text{AN : } N_r = 88 \times 3 = 264$$

Le nombre de rouleau de SPS égal 264 rouleaux.

II.3.5. Longueur de transition :

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

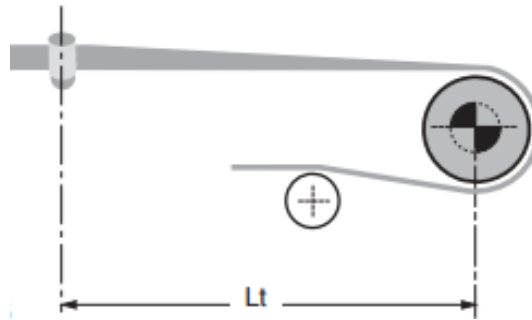


Figure II.7: La longueur de transition L_t

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 .

Dans notre cas une bande (EP) de largeur de 1200 mm , avec des stations – supports inclinées à $(\lambda = 30^\circ)$ on peut déduire du graphique la longueur de transition est d'environ 1,667 m (voir tableau 09) [1].

A partir des resultats, on fait un verification rapide pour confirmer :

1^{ier} verification : $L_t = 1,667 \text{ m} > \text{écartement de stations porteuses} = 1 \text{ m}$ [11]

2^{ieme} vérification : $L_t = 1,667 \text{ m} > \text{la largeur de la bande} = 1200 \text{ mm} = 1,2 \text{ m}$ [11]

II.3.6. Choix en fonction de la charge :

Le type et les dimensions des rouleaux des convoyeurs à bande dépendent essentiellement de la largeur de la bande, de l'écartement des station-supports, et surtout de la charge maximale que doivent supporter les rouleaux sous pression, sans compter d'autres facteurs de correction.

La première valeur à définir est l'effort exercé sur les station-supports. Ensuite, en fonction du type de station-support (porteuse, inferieur), du nombre de rouleaux sur une traverse ou un support, de la granulométrie du produit et d'autre facteur, on peut calculer l'effort maximal exercé sur les rouleaux pour chaque type de station-support [11].

II.3.6.1. Principaux Facteur d'exploitation :

- Poids de la bandes par mètre linéaire q_b : [11]

On peut déterminer le poids total de la bande q_b en additionnant le poids de son armature et ceux des revêtements supérieur et inférieur, en ajoutant environ $1,15 \text{ kg/m}^2$ par mm d'épaisseur des revêtements.

En supposant que la force de rupture de bande est 400N/mm , le poids de l'armature est égal à $3,4 \text{ kg/m}^2$ (voir tableau 10), une épaisseur de revêtement $4+2$ (voir tableau 11), on aura

$$\text{AN : } q_b = (6 \times 1,15) + 3,4 = 10,3 \text{ kg /m}^2 \quad (\text{II.9})$$

- Le coefficient de participation du rouleau le plus sollicité F_p : [11]
Ce coefficient dépend de l'angle d'inclinaison des rouleaux de la station.
 - pour la station support supérieur $F_p = 0,65$ car l'angle de l'inclinaison des rouleaux est égal 30° (voir tableau 12)
 - pour la station support inférieur : $F_p = 1$ (pas d'inclinaison) (voir tableau 12)
- Le coefficient de choc F_D : [11]
Dépend de la granulométrie du produit. Dans notre cas la granulométrie du produit est entre $(80,150) \text{ mm}$ et la vitesse de la bande est de $2,3 \text{ m/s}$ donc $F_D = 1,03$ (voir tableau 13)
- Le coefficient d'utilisation F_S : [11]
Dépend de la durée d'utilisation. Dans notre cas la durée d'utilisation est de 10 à 16 heures par jour donc : $F_S = 1,1$ (voir tableau 14)
- Le coefficient lié a l'environnement F_m : [11]
Dans notre cas $F_m = 1,1$ (voir tableau 15)
- Le coefficient de vitesse F_v : [11]

Dépend de la vitesse de la bande et le diamètre des rouleaux. Dans notre cas $F_v = 0,97$ (voir tableau 16)

II.3.6.2. Calcul des sollicitations :

Après avoir défini le diamètre du rouleau en fonction de la vitesse et par conséquent le nombre de rotation. On peut ensuite déterminer les efforts statiques Ca , Ca_1 , ca , Cr , Cr_1 , cr .

➤ **L'effort statique exercé sur la station porteuse C_a :**

$$C_a = a_0 \times \left(q_b + \frac{IV}{3,6 \times V} \right) 0,981 \quad (\text{II.10})$$

$$\text{AN: } C_a = 1 \times \left(10,4 + \frac{1500}{3,6 \times 2,3} \right) 0,981 = 188 \text{ daN}$$

➤ **L'effort dynamique C_{a1} :**

En multipliant l'effort statique par les coefficients d'utilisation on obtient l'effort dynamique C_{a1} sur la traverse :

$$C_{a1} = C_a \times F_d \times F_s \times F_m \quad (\text{II.11})$$

$$\text{AN: } C_{a1} = 188 \times 1,1 \times 1,1 \times 1,03 = 234,30 \text{ daN}$$

➤ **L'effort sur le rouleau le plus sollicité ca :**

Le rouleau le plus sollicité est le rouleau central. Dans le cas d'une station en auge tous les rouleaux ont la même longueur.

En multipliant C_{a1} par le coefficient de participation, on obtient ca

$$ca = C_{a1} \times F_p \quad (\text{II.12})$$

$$\text{AN: } ca = 234,30 \times 0,65 = 152,29 \text{ daN}$$

➤ **L'effort statique sur une station –support inférieur Cr :**

Il n'y a pas de charge de produit, est obtenu à l'aide de la formule suivante :

$$Cr = a_u \times q_b \times 0,981 \quad (\text{II.13})$$

$$\text{AN: } Cr = 3 \times 10,4 \times 0,981 = 30,60 \text{ daN}$$

➤ **L'effort dynamique sur une station-support inférieur Cr_1 :**

$$Cr_1 = Cr \times F_s \times F_m \times F_v \quad (\text{II.14})$$

$$\text{AN: } Cr_1 = 30,60 \times 1,1 \times 1,1 \times 0,97 = 35,92 \text{ daN}$$

➤ **L'effort sur les rouleaux d'une station inférieur à un rouleau cr :**

$$cr = Cr_1 \times F_p \quad (\text{II.15})$$

$$\text{AN: } cr = 35,92 \times 1 = 35,92 \text{ daN}$$

II.3.6.3. Choix des rouleaux :

On peut choisir pour une bande de 1200 mm, les rouleaux pour les station-supports des brins supérieur et inférieur. On choisit la station inférieure avec des rouleaux ordinaires. le schéma suivant montre toutes les dimensions du rouleaux. [11]

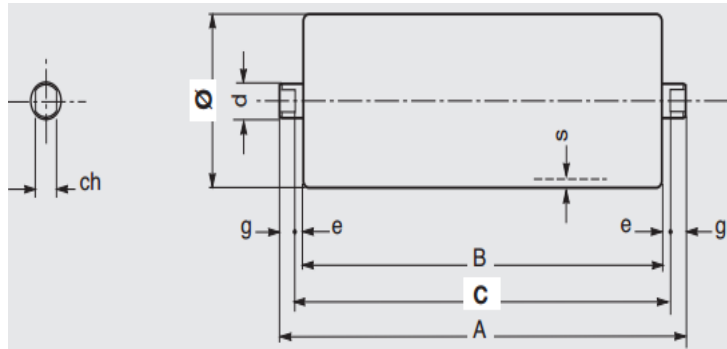


Figure II.8 : Dimension des rouleaux

➤ Choix des rouleaux pour station support supérieur :

Les dimensions de rouleau sont données par le tableau 17.

- Rouleaux pour stations porteuses de type PSV/2 , $\text{Ø}108 \text{ mm}$: [11]
- Roulement à bille de référence 6205 ($25 \times 52 \times 15$)
- Longueur de rouleau $C = 473 \text{ mm}$
- Diamètre de l'axe $d = 25 \text{ mm}$
- Capacité de charge par interpolation linéaire en trouve 222,4 daN qui répond à l'effort de 152,29 daN

➤ Choix des rouleaux pour station support inférieur :

Les dimensions de rouleau sont données par le tableau 18.

- Rouleaux pour station inférieure de type PSV /1, $\text{Ø}108 \text{ mm}$: [11]
- Roulement à bille de référence 6204 ($20 \times 47 \times 14$)
- Longueur de rouleaux $C = 1408 \text{ mm}$
- Diamètre de l'axe $d = 20 \text{ mm}$
- Capacité de charge est égal 82 daN qui répondent à l'effort de 35,92 daN.

II.3.6.4. Dimensionnement des supports des rouleaux :

➤ Dimensionnement du support des rouleaux porteurs :

A partir du tableau 19 qui relie le largeur de la bande et le diamètre du rouleau, on peut choisir le type de station support supérieur " A3P -30° "et le schéma suivant donne les dimensions de ce type de rouleaux (voir tableau 20).

Dans ce cas on prend le type " A3P 1 /5K à une capacité de 204 daN [11]

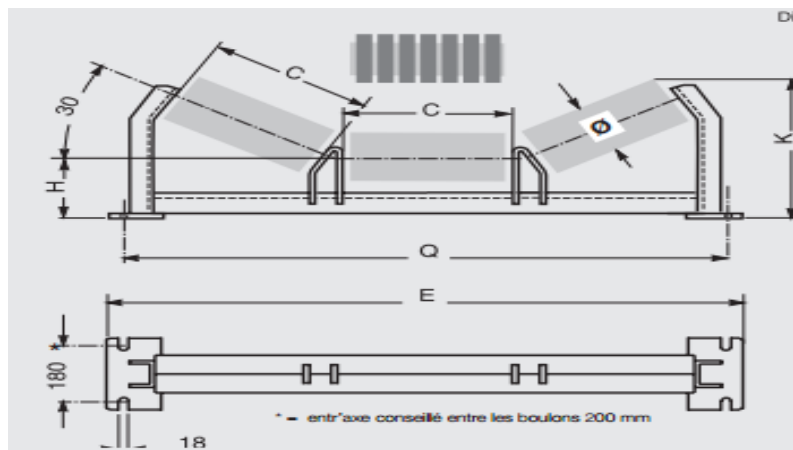


Figure II.9 : Dimension de la station support supérieur

➤ Dimensionnement du support des rouleaux inférieur :

Dans ce cas on utilise une patte de fixation de type " SPT1478 " (série ordinaire et légère), le schéma suivant montre les dimensionnements de ce type (voir tableau 21) [11]

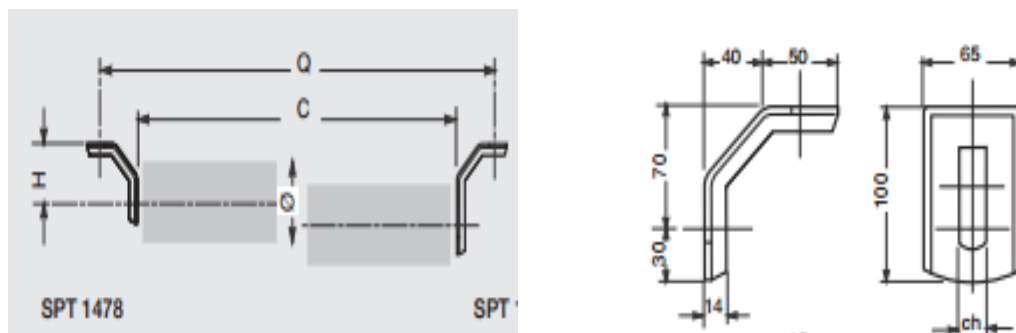


Figure II.10 : Dimensions des pattes de fixation " SPT1478"

II.4. Calcul vérificatif et précis du convoyeur :

II.4.1. Effort tangentiel :

Il faut d'abord calculer l'effort tangentiel total F_U sur le pourtour du tambour d'entraînement. Il doit vaincre la résistance au roulement et il est la somme des efforts suivants : [11]

- Effort nécessaire pour déplacer la bande chargée: doit surmonter les forces de frottement engendrées par les stations supports supérieures et inférieures, les tambours de renvoi et de contrainte.
- Effort nécessaire pour vaincre la résistance au déplacement horizontal du produit.
- Effort nécessaire pour élever le produit à la hauteur requise (dans le cas d'une descente, l'effort engendré par la masse modifie la puissance résultante).
- Effort nécessaire pour vaincre les résistances secondaires, lorsqu'il y a des accessoires, (Dispositifs mobiles de déchargement, chariots-verseurs, dispositifs de nettoyage, racleurs, rives de guidage caoutchoutées, dispositifs de retournement etc.)

On obtient l'effort tangentiel total F_U sur le pourtour du tambour d'entraînement à l'aide de la formule suivante :

$$F_U = [L \times C_q \times C_t \times f \times (2q_b + q_G + q_{RU} + q_{RO}) \pm (q_G \times H)] \times 0,981 \quad [11] \quad (II.16)$$

Pour les bandes en descente, on utilise un signe négatif (-) :

Où :

- L : Entre axe du convoyeur : $L = 86,4$ m voir figure (II.4).
- C_q : Coefficient de résistance fixe : dans notre cas $L = 86,4$ m donc $C_q = 1,75$ (voir tableau 22).
- C_t : Coefficient de résistance passive : dans notre cas $C_t = 1$ (voir tableau 23). [11]
- f : Coefficient de frottement des pièces tournantes (station-support): dans notre cas $f = 0,017$ (voir tableau 24). [11]
- q_b : Poids de la bande par mètre linéaire : déjà calculé égal $10,4$ kg/m.
- q_G : Poids de produit transporté par mètre linéaire telle que :

$$q_G = \frac{I_v}{3,6 \times V} \quad [11] \quad (II.17)$$

$$\text{AN: } q_G = \frac{1500}{3,6 \times 2,3} = 181 \text{ kg /m}$$

- q_{RU} : Poids des parties tournantes inférieures telle que :

$$q_{RU} = \frac{P_{Pri}}{a_u} \quad [11] \quad (II.18)$$

Où : p_{pri} : poids des pièces tournantes supérieures égal 15,7 kg (voir tableau 25)

a_u : écartement des station-supports inférieur égal 3m.

$$AN: q_{RU} = \frac{15,7}{3} = 5,23 \text{ kg/m}$$

- q_{RO} : Poids des parties tournantes supérieures tq :

$$q_{RO} = \frac{P_{prs}}{a_o} \quad \text{ou :} \quad [11] \quad (II.19)$$

Où : P_{prs} : poids des pièces tournantes supérieures égal 20,3 kg (voir tableau 25)

a_o : écartement des station –supports supérieures égal 1m.

$$AN: q_{RO} = \frac{20,3}{1} = 20,3 \text{ kg/m}$$

- H: Variation de la hauteur de la bande : égal 15 m.

Lorsqu'il est nécessaire de calculer ces efforts pour un convoyeur dont la hauteur est variable, on s'aperçoit que l'effort tangentiel total est constitué des efforts F_a (effort tangentiel pour déplacer la bande du brin supérieur) et des efforts F_r (effort tangentiel sur le brin inférieur) qui sont nécessaires pour déplacer une section uniforme de la bande du convoyeur tq :

$$F_u = (F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} \dots) + (F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} \dots) \quad [11] \quad (II.20)$$

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

$$F_a = [L \times C_q \times C_t \times f \times (q_b + q_G + q_{RO}) \pm (q_G + q_b) \times H] \times 0,981 \quad [11] \quad (II.21)$$

$$AN: F_a = [86,4 \times 1,75 \times 1 \times 0,017 \times (10,4 + 181 + 20,3) + (181 + 10,4) \times 15] \times 0,981$$

$$F_a = 3350 \text{ daN}$$

$$F_r = [L \times C_q \times C_t \times f \times (q_b + q_{RU}) \pm (q_b \times H)] \times 0,981 \quad [11] \quad (II.22)$$

$$AN: F_r = [86,4 \times 1,75 \times 1 \times 0,017 \times (10,4 + 5,23) - (10,4 \times 15)] \times 0,981$$

$$F_r = -114 \text{ daN}$$

$$\text{Donc : } F_U = F_a + F_r \quad [11] \quad (II.23)$$

$$F_U = 3350 + (-114) = 3240 \text{ daN}$$

$$F_U = 3240 \text{ daN}$$

II.4.2. Puissance d'entraînement :

Étant donné l'effort tangentiel total sur le pourtour du tambour d'entraînement, la vitesse de la bande et en considérant un rendement de renvoi et des transmissions $\eta = 0,86$ [11].

La puissance minimale d'entraînement est de :

$$P = \frac{F_U \times V}{100 \times \eta} \quad [11] \quad (\text{II.24})$$

$$\text{AN: } P = \frac{3240 \times 2,3}{100 \times 0,86} = 86,65 \text{ kw}$$

$$P = 86,65 \text{ kw}$$

II.4.3. Tension de la bande :

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

➤ Tension T_1 et T_2 :

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

On obtient aussi la relation suivant $F_U = T_1 - T_2$ [11] (II.25)

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 .

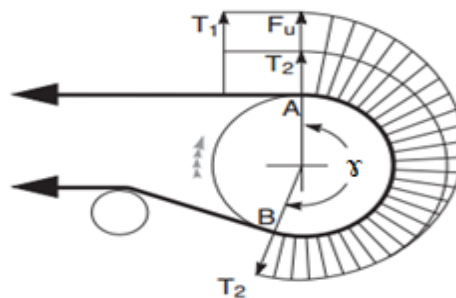


Figure II.11 : Les tensions T_1 et T_2 sur la circonférence du tambour

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

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \gamma} \quad [11] \quad (\text{II.26})$$

Ou :

μ : Coefficient de frottement entre la bande et le tambour en fonction de l'arc d'enroulement (γ)

Remarque :

Si $\frac{T_1}{T_2} > e^{\mu\alpha}$ la bande va glisser sur le tambour d'entraînement et le mouvement ne peut pas être transmis, c'est à dire le signe (=) définit l'état limite d'adhérence de la bande.

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

$$T_1 = F_U + T_2$$

$$T_2 = F_U \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} = F_U \times C_w \quad [11] \quad (II.27)$$

Ou :

C_w : définit le coefficient d'enroulement, est fonction de l'arc d'enroulement de la bande sur le tambour d'entraînement.

- Dans notre cas : la conception d'un mon convoyeur par un seul tambour de commande recouvert de caoutchouc et installé en tête, les tambours de contrainte étant placés pour produire un arc d'enroulement de 200° , un dispositif de reprise de tension à contrepoids donc $C_w = 0,42$ (voir tableau 25) [11].

La tension en aval du tambour de commande est obtenue de la manière suivante :

$$T_2 = F_U \times C_w$$

$$\text{AN : } T_2 = 3240 \times 0,42 = 1360,8 \text{ daN}$$

La tension maximale en amont du tambour de commande sera de :

$$T_1 = F_U + T_2 \quad [11] \quad (II.28)$$

$$\text{AN : } T_1 = 3240 + 1360,8 = 4600,8 \text{ daN}$$

➤ **Tension T_3 :**

La tension T_3 Relative a la sortie du tambour de renvoi (voir figure II.12) est obtenue en faisant la somme algébrique des tensions T_2 et des efforts tangentiels F_T pour un tronçon de retour de la bande [11].

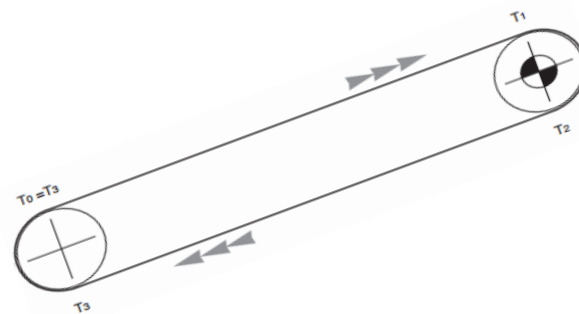


Figure II.12 : position de la tension T_3

On obtient donc la tension T_3 par la formule suivante :

$$T_3 = T_2 + (F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} \dots) \quad (\text{II.29})$$

$$\text{AN : } T_3 = 1360,8 + (-114) = 1246,8 \text{ daN}$$

➤ Tension T_0 :

En plus d'assurer l'adhérence de la bande sur le tambour d'entraînement de manière à transmettre le mouvement, la tension nécessaire minimale T_3 doit également garantir l'incurvation de la bande à 1,5 % de l'intervalle entre deux station-supports.

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

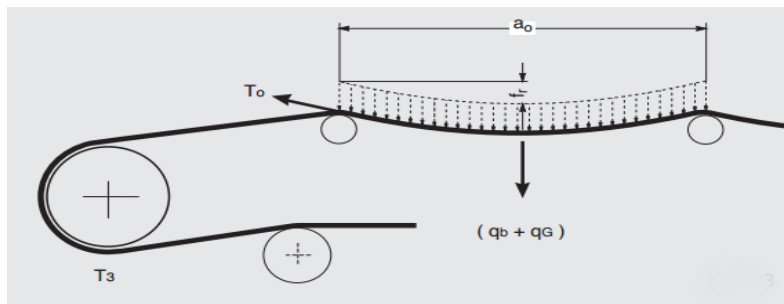


Figure II.13 : Position de la tension T_0

On obtient la tension maximale T_0 par la formule suivante :

$$T_0 = 8,4 (q_b + q_G) \times a_0 \times 0,981 \quad (\text{II.30})$$

$$\text{AN : } T_0 = 8,4 (10,4 + 181) \times 1 \times 0,981 = 1577,21 \text{ daN}$$

La tension T_3 étant inférieure à T_0 , il faut prévoir un contrepoids dimensionné de manière à obtenir la tension T_0 .

Il faut donc supposer $T_3 = T_0$ et recalculer en conséquence les tensions T_2 et T_1 ce qui donne :

$$T_2 = T_3 - (-Fr)$$

$$\text{AN : } T_2 = 1577,21 + 114 = 1691,21 \text{ daN}$$

$$T_1 = T_2 + F_u$$

$$\text{AN : } T_1 = 1691,21 + 3240 = 4930,21 \text{ daN}$$

➤ **Tension maximale T_{\max} :**

C'est la tension de la bande au point où le convoyeur subit la plus forte contrainte. Elle coïncide normalement en valeur avec la tension T_1 , la tension maximal de service du convoyeur : $T_1 = 4930,21$ daN

➤ **Charge d'utilisation et contrainte de rupture de la bande :**

T_{\max} sert à calculer la tension maximale unitaire Tu_{\max} étant donné :

$$Tu_{\max} = \frac{T_{\max} \times 10}{N} \quad (\text{II.31})$$

Où

N : la largeur de la bande en mm

T_{\max} : tension de la bande au point ou la contrainte est la plus forte en daN

$$\text{AN : } Tu_{\max} = \frac{4930,21 \times 10}{1200} = 41,08 \text{ N/mm}$$

La charge de la rupture de la bande correspondra à la charge d'utilisation multipliée par le coefficient de sécurité "10" pour les bandes à armature textile [11].

Égal à $410,8 > 400$ dans notre cas on peut choisir une bande ayant une résistance de 500 N/mm.

Remarque :

La tension de service calculée est supérieure à la tension de service nominale de la bande choisie, elle implique le choix d'une nouvelle bande à tension nominale de service plus élevée,

Ce nouveau choix de la bande implique une augmentation de la masse linéique de la bande pour ce type de bande EP 500 (voir tableau 11 en annexe) :

$$\text{Telle que : } q_b = 11,1 \text{ kg/m}^2$$

Il est évident que ce changement va influencer sur T_1 et par conséquent T_2 .

On effectuant le changement de q_b dans la formule on obtient :

$$T_1 = 4629,68 \text{ daN}$$

$$T_2 = 1369,34 \text{ daN}$$

La plus forte des deux valeurs calculées reste toujours la même et par conséquence Tu_{\max} calculées reste inchangées.

Donc $500 \text{ N/mm} > 410 \text{ N/mm}$

Les tensions obtenues étant néanmoins inférieure à T_1 et T_2 précédemment indiquées, on effectuera les calculs suivants en utilisant :

$$T_1 = 4930,21 \text{ daN}$$

$$T_2 = 1691,21 \text{ daN}$$

➤ **Calcul vérificatif et précis des tensions :**

Il est nécessaire, pour vérifier le comportement de la bande, de connaître les tensions.

Soit la décomposition du transporteur suivante :

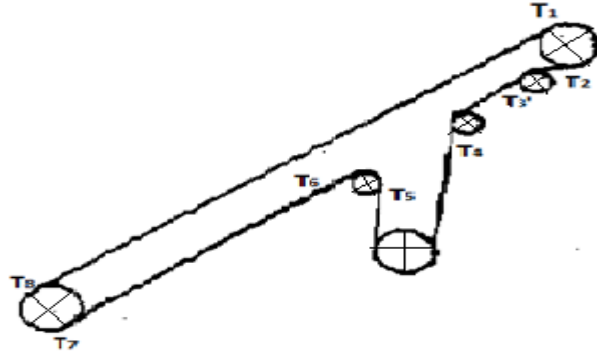


Figure II.14 : Différents points de tension

❖ Tension $T_{3'} = T_2 + (Fr)$ [12] (II.32)

AN : $T_{3'} = 1691,21 + (-114) = 1577,21 \text{ daN}$

❖ Tension $T_4 = T_{3'} e^{\Psi\mu}$ [12] (II.33)

Où :

μ : coefficient de frottement = 0,02

$\Psi = 75^\circ = 1,30 \text{ rd}$ (angle d'embrasement) [12]

AN :

$T_4 = 1577,21 e^{0,02 \times 1,30} = 1618,75 \text{ daN}$

❖ Tension $T_5 = T_4 e^{\Psi\mu}$ [12] (II.34)

Où : $\Psi = 180^\circ = \pi \text{ rd}$ (angle d'embrasement) [12]

AN : $T_5 = 1618,75 e^{0,02\pi} = 1723,66 \text{ daN}$

❖ Tension $T_6 = T_5 e^{\Psi\mu}$ [12] (II.35)

Où : $\Psi = 105^\circ = 1,832 \text{ rd}$ (angle d'embrasement) [12]

AN : $T_6 = 1723,66 e^{0,02 \times 1,832} = 1787,98 \text{ daN}$

❖ Tension $T_7 = T_6 + (Fr)$ [12] (II.36)

AN : $T_7 = 1787,98 + (-114) = 1673,98 \text{ daN}$

❖ Tension $T_8 = T_7 e^{\Psi\mu}$ [12] (II.37)

Où : $\Psi = 180^\circ = \pi \text{ rd}$ (angle d'embrasement) [12]

AN : $T_8 = 1673,98 e^{0,02\pi} = 1782,47 \text{ daN}$

- **Tableaux récapitulatif :**

Le tableau II.1 : Différents points de tension du convoyeur à bande

Différent points de la bande	Tension [daN]
1	4930 ,21
2	1691,21
3	1577,21
4	1618,75
5	1723,66
6	1787,98
7	1673,98
8	1782,47

- **Tension T_g et dispositifs de reprise de tension :**

Les dispositifs de tension généralement installés sur les convoyeurs à bande sont à vis ou à contrepoids. Ceux qui sont à vis sont positionnés en pied du convoyeur et sont normalement utilisés sur des appareils dont l'entraxe ne dépasse pas 30 à 40 m [11].



Figure II.15 : Dispositif de reprise de tension à vis

Pour des convoyeurs de plus grande longueur, on utilise des dispositifs de tension à contrepoids :

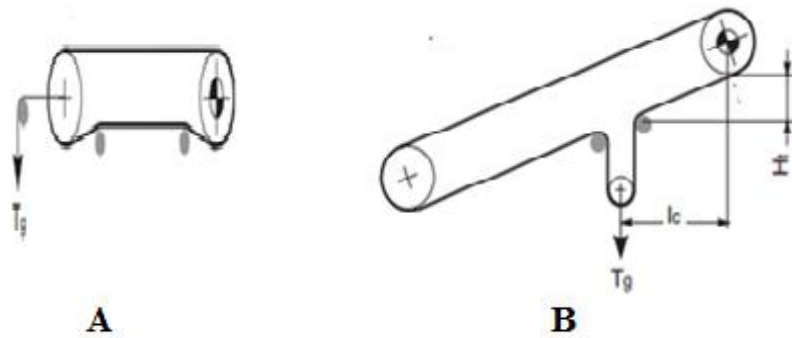


Figure II.16 (A,B) : Dispositif de reprise de tension à contrepoids

Notre cas correspond à la position B (figure II.16) la tension est assurée à l'aide d'un contrepoids telle que la tension T_g déterminée par la formule suivante :

$$T_g = 2 T_2 + 2 [(l_c \times Cq \times Ct \times f) (q_b + q_{RU}) - (H_t \times q_b)] 0,981 \quad [11] \quad (II.38)$$

Où :

l_c : distance entre le centre du tambour d'entraînement et le point d'attache du contrepoids

H_t : variation de la hauteur de la bande entre le point d'application du contrepoids et le point où la bande quitte le côté sortie du tambour, mesurée en mètre.

- **Calcul de la dilatation du tapis :**

Une marge de dilatation est nécessaire à chaque tapis, chaque 1m le tapis s'allonge de 25 cm c'est-à-dire. [Source: cimenterie de BENI-SAF]

1m \longrightarrow 25cm

\longrightarrow La marge = $180 \times 25 = 450 \text{ cm} = 4,5 \text{ m}$

180 m \longrightarrow marge

Donc on peut poser le contrepoids du convoyeur entre [4,5m : 15m]

Dans notre cas on pose le contre poids à une distance de 5,5 m (une marge de sécurité de 1m)

- **Calcul l_c :**

$$\tan \delta = \frac{5,5}{l_d} \quad \Longrightarrow \quad l_d = \frac{5,5}{\tan \delta} = \frac{5,5}{\tan \delta} = 31,19 \text{ m}$$

$$l_d = 31,19 \text{ m}$$

$$l_c = 85,08 - 31,19 = 53,89 \text{ m}$$

- **Calcul H_t :**

$$H_t = 15 - 5,5 = 9,5 \text{ m}$$

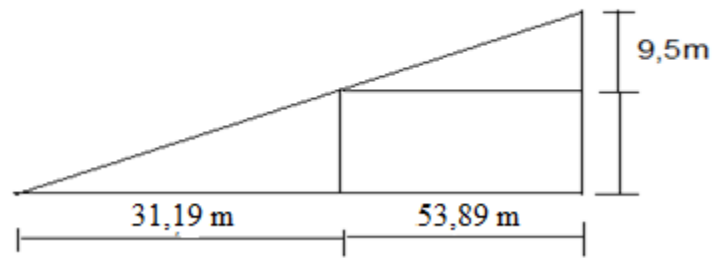


Figure II.17 : Dimensions de H_t et l_c

Donc : Calcul de T_g :

AN :

$$T_g = 2 (1691,21) + 2 [(53,89 \times 1,75 \times 1 \times 0,017) (10,4 + 5,23) - (9,5 \times 10,4)] 0,981$$

$$T_g = 3237,73 \text{ daN.}$$

CHAPITRE III :

**Calcul et choix des paramètres des
tambours**

III.1. 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 méthode de construction.

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 [11].

III.2. Technologie des tambours :

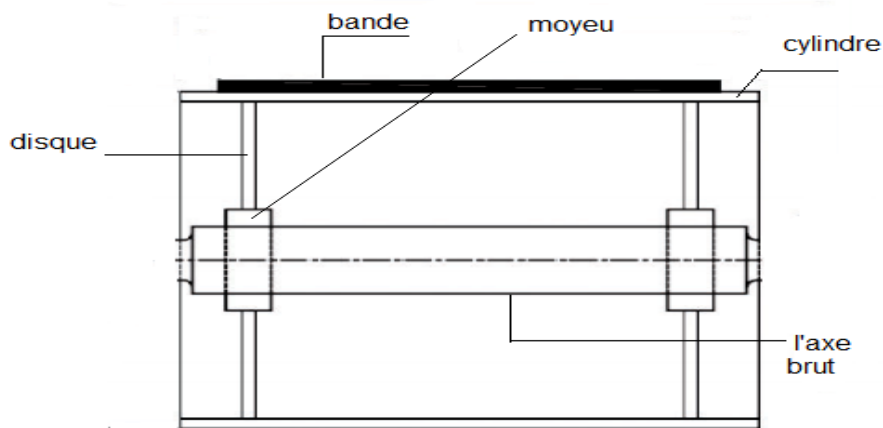


Figure III.1 : Technologie des tambours [17]

Les tambours sont constitués d'un cylindre en tôle creuse, de deux moyeux qui portent l'arbre du tambour, et de deux disques en tôle qui relient les moyeux au cylindre. Ces trois éléments sont assemblés par des soudures [4].

Le convoyeur étudié comporte :

- 1 tambour d'entraînement,
- 2 tambours de renvoi et de tension,
- 2 tambours d'inflexion,
- 1 tambour de contrainte.

III.3. Tambour moteur :

➤ Détermination du diamètre (D_{tm}) :

Le diamètre recommandé par le constructeur des bande lorsqu'il s'agit d'une charge de rupture de la bande de 500 N/mm (voir tableau 27) [11] est :

$$D_{tm} = 500 \text{ mm}$$

➤ **Détermination de l'épaisseur de la paroi du tambour "e₁" :**

Pour les tambours en fonte

On utilise la formule empirique suivante :

$$e_1 = 0,02 \times D_{tm} + (6 \text{ à } 10) \text{ mm} \quad [4] \quad (\text{III} .1)$$

$$\text{AN : } e_1 = 0,02 \times 500 + (6 \text{ à } 10) = (16 \text{ à } 20) \text{ mm}$$

On prendra $e_1 = 18 \text{ mm}$

➤ **Vérification à la compression :**

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{T_{\text{max}}}{N.e} \leq [\sigma_{\text{comp}}] \quad [4] \quad (\text{III} .2)$$

N : la largeur de la bande.

$$[\sigma_{\text{comp}}] : \text{contrainte de compression admissible. } [\sigma_{\text{comp}}] = \frac{\sigma_r}{n} \quad [4] \quad (\text{III} .3)$$

Où : σ_r : représente la limite à la destruction (rupture),

n : représente un coefficient de réserve de sécurité,

les valeur de σ_r et n sont tirées du tableau (III.1)

Tableau III.1 : Coefficient de réserve de sécurité en fonction de la contrainte de destruction limite [4]

Matériau de tambour	σ_r (daN /mm ²)	Coefficient de réserve
Acier de moulage	25	1,5
Fonte grise	65	4,25

$$\text{D'où : } [\sigma_{\text{comp}}] = \frac{65}{4,25} = 15,3 \text{ daN / mm}^2$$

$$\text{Et : } \sigma_{\text{comp}} = \frac{T_{\text{max}}}{N.e} = \frac{4930,21}{1200 \times 18} = 0,22 \text{ daN/mm}^2$$

Donc nous avons bien : $\sigma_{\text{comp}} \ll [\sigma_{\text{comp}}]$.

➤ **Vérification du tambour à la flexion et à la torsion :**

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (\text{III}.4)$$

Où : R : résultante des force agissant sur le tambour moteur

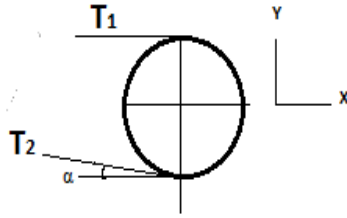


Figure III.2 : Tensions T_1 et T_2 du tambour d'entraînement

$$R_x = T_1 + T_2 \cos \alpha = 4930,21 + 1691,21 \cos (20^\circ) = 6519,94 \text{ daN} . \quad (\text{III.5})$$

Puisque $\alpha = 20^\circ$

$$R_y = T_2 \sin \alpha = 1691,21 \times \sin (20^\circ) = 578,42 \text{ daN} \quad (\text{III.6})$$

$$\text{Donc : } R = \sqrt{(6519,94)^2 + (578,42)^2} = 6545,54 \text{ daN}$$

$$\text{Le moment fléchissant est donné par : } M_{f \max} = \frac{R}{2} \times \frac{B}{2} = \frac{R \times B}{4} \quad [4] \quad (\text{III.7})$$

B : la longueur du tambour. Elle dépend du largeur de la bande

Pour $N = 1200 \text{ mm}$, on a $B = 1400 \text{ mm}$ (voir tableau 28) [17].

$$\text{D'où : } M_{f \max} = \frac{6545,54 \times 1400}{4} = 2290939 \text{ daN.mm}$$

$$\text{Le moment de torsion maximal est donné par : } M_{t \max} = (T_1 - T_2) \cdot \frac{D_{tm}}{2} \quad [4] \quad (\text{III.8})$$

$$\text{Donc : } M_{t \max} = (4930,21 - 1691,21) \cdot \frac{500}{2} = 809750 \text{ daN.mm}$$

$$\sigma = \frac{\sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_{t \max})^2}}{W} \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^2] \quad [4] \quad (\text{III.9})$$

Où : le module de résistance W est donné par :

$$W = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{tm}^4 - D_{tm}'^4)}{64 \cdot D_{tm}} = \frac{\pi \cdot (D_{tm}^4 - D_{tm}'^4)}{32 \cdot D_{tm}} \quad [4] \quad (\text{III.10})$$

D_{tm}' : représente le diamètre intérieur du tambour.

$$D_{tm}' = D_{tm} - 2 e_1 = 464 \text{ mm} \quad [4] \quad (\text{III.11})$$

$$D'où : W = \frac{\pi}{32} \times \frac{(500^4 - 464^4)}{500} = 3168972,85 \text{ mm}^3$$

$$\text{Donc : } \sigma = \frac{\sqrt{(2290939)^2 + (809750)^2}}{3168972,85} = 0,76 \text{ daN/mm}^2$$

La valeur de la contrainte équivalente obtenue est très négligeable devant la contrainte de compression admissible calculée au préalable.

$$(0,76 \text{ daN/mm}^2 \ll 15,3 \text{ daN/mm}^2).$$

III.4. Tambour de renvoi et de tension :

➤ Détermination du diamètre D_{tr} et D_{tt} :

Le diamètre recommandé par le constructeur des bandes est donné par le tableau 27.

On prend : $D_{tr} = D_{tt} = 400 \text{ mm}$. [11]

➤ Détermination de l'épaisseur de la paroi des tambours D_{tr} et D_{tt} " e_2 " :

$$e_2 = 0,02 D_{tr} + (6 \text{ à } 10) \text{ mm} \quad [4] \quad (\text{III.12})$$

$$D'où : e_2 = 0,02 \times (400) + (6 \text{ à } 10) = 14 \text{ à } 18 \text{ mm}$$

On admettra comme valeur : $e_2 = 16 \text{ mm}$

Donc le diamètre intérieur du tambour sera :

$$D_{tr}' = D_{tt}' = (D_{tr} \text{ ou } D_{tt}) - 2 e_2 = 400 - (2 \times 16) = 368 \text{ mm} \quad [4] \quad (\text{III.13})$$

➤ Vérification à la compression :

$$\sigma_{\text{comp tr}} = \frac{T_8}{N \cdot e_2} = \frac{1782,47}{1200 \times 16} = 0,09 \text{ daN/mm}^2 \quad [4] \quad (\text{III.14})$$

$$\sigma_{\text{comp tt}} = \frac{T_5}{N \cdot e_2} = \frac{1723,66}{1200 \times 16} = 0,089 \text{ daN/mm}^2$$

Nous avons bien $\sigma_{\text{comp}} \ll [\sigma_{\text{comp}}]$

$$(0,089 \text{ daN/mm}^2 \text{ et } 0,09 \text{ daN/mm}^2 \ll 15,3 \text{ daN/mm}^2)$$

Donc la première condition de résistance est vérifiée pour les deux tambours, de renvoi et de tension.

➤ **Vérification des 2 tambours à la flexion et à la torsion :**

• **Tambour de renvoi :**

$$R = T_7 + T_8 = 1673,98 + 1782,47 = 3456,45 \text{ daN} \quad (\text{III.15})$$

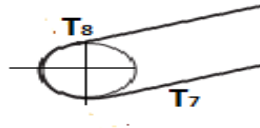


Figure III.3 : Tensions T_7 et T_8 du tambour de renvoi

Le moment fléchissant maximal est donné par :

$$M_{f \text{ max}} = \frac{R \times B}{4} \quad (\text{VII.16}) \quad \text{où : } B : \text{longueur du tambour } 1400 \text{ mm (voir tableau 28) [17].}$$

$$M_{f \text{ max}} = \frac{3456,45 \times 1400}{4} = 1209757,5 \text{ daN.mm}$$

$$\sigma_r = \frac{M_{fr \text{ max}}}{W} \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^2] \quad (\text{III.17})$$

Où : le module de résistance W est donné par :

$$W_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{tr}^4 - D_{tr'}^4)}{64 \cdot D_{tr}} = \frac{\pi \cdot (D_{tr}^4 - D_{tr'}^4)}{32 \cdot D_{tr}} \quad (\text{III.18})$$

$$\text{Donc : } W_r = W_t = \frac{\pi}{32} \times \frac{(400^4 - 368^4)}{400} = 1781052,21 \text{ mm}^3$$

$$\text{Donc : } \sigma_r = \frac{1209757,5}{1781052,21} = 0,67 \text{ daN/mm}^2$$

La valeur de la contrainte équivalente obtenue est très négligeable devant la contrainte de compression admissible calculée au préalable.

$$(0,67 \text{ daN/mm}^2 \ll 15,3 \text{ daN/mm}^2).$$

• **Tambour de tension :**

$$R = T_4 + T_5 = 1618,75 + 1723,66 = 3342,41 \text{ daN} \quad (\text{III.19})$$

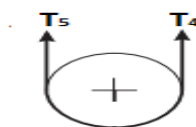


Figure III.4 : Tensions T_4 et T_5 du tambour de tension

Le moment fléchissant maximal est donné par :

$$M_{f \max} = \frac{R \times B}{4} \quad (\text{VII.20}) \quad \text{où : } B : \text{longueur de tambour } 1400 \text{ mm (voir tableau 28) [17]}$$

$$M_{f \max} = \frac{3342,41 \times 1400}{4} = 1169843,5 \text{ daN.mm}$$

$$\sigma_t = \frac{M_{f \max}}{W} \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^2] \quad (\text{III.20})$$

où : W le module de résistance

$$\text{Donc : } W_t = W_t = \frac{\pi}{32} \times \frac{(400^4 - 368^4)}{400} = 1781052,21 \text{ mm}^3$$

$$\text{Donc : } \sigma_t = \frac{1169843,5}{1781052,21} = 0,65 \text{ daN/mm}^2$$

La valeur de la contrainte équivalente obtenue est très négligeable devant la contrainte de compression admissible calculée au préalable.

$$(0,65 \text{ daN/mm}^2 \ll 15,3 \text{ daN/mm}^2)$$

III.5. Tambour d'inflexion :

➤ Détermination du diamètre D_{ti} :

Le diamètre minimal recommandé par le constructeur des bandes est donné par le tableau 27.

on prend : $D_{ti} = 315 \text{ mm}$ [11]

➤ détermination de l'épaisseur de la paroi du tambour " e_3 " :

$$e_3 = 0,02 \cdot D_{ti} + (6 \text{ à } 10) = (12,3 \text{ à } 16,3) \text{ mm} \quad (\text{III.21})$$

On admet $e_3 = 14,3 \text{ mm}$

$$\text{Le diamètre intérieur est : } D_{ti}' = D_{ti} - 2 e_3 = 286,4 \text{ mm} \quad (\text{III.22})$$

➤ Vérification à la compression :

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{T_6}{N \cdot e_3} = \frac{1787,98}{1200 \cdot 14,3} = 0,104 \text{ daN/mm}^2 \quad (\text{III.23})$$

nous avons bien $\sigma_{\text{comp}} \ll [\sigma_{\text{comp}}] = 15,3 \text{ daN/mm}^2$

➤ **Vérification à la flexion :**

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (\text{VII.24})$$

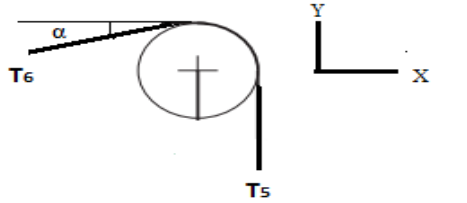


Figure III.5 : Tensions de T_5 et T_6 du tambour d'inflexion

$$R_x = T_6 \cos \alpha = 1787,98 \cdot \cos(20^\circ) = 1680,15 \text{ daN} \quad (\text{III.25})$$

Puisque $\alpha = 20^\circ$

$$R_y = T_5 + T_6 \sin \alpha = 1723,66 + 1691,21 \times \sin(20^\circ) = 2302,08 \text{ daN}. \quad (\text{III.26})$$

$$\text{Donc : } R = \sqrt{(1680,15)^2 + (2302,08)^2} = 2849,99 \text{ daN}$$

$$\text{Le moment fléchissant est donné par : } M_{f \max} = \frac{R}{2} \times \frac{B}{2} = \frac{R \times B}{4} \quad (\text{III.27})$$

B : la longueur du tambour. elle dépend de la largeur de la bande

Pour $N = 1200 \text{ mm}$, on a $B = 1400 \text{ mm}$ [17]

$$\text{D'où : } M_{f \max} = \frac{2849,99 \times 1400}{4} = 997496,5 \text{ daN.mm}$$

$$\text{Le moment de torsion maximal est donné par : } M_{t \max} = (T_6 - T_5) \cdot \frac{D_{ti}}{2} \quad (\text{III.28})$$

$$\text{AN : } M_{t \max} = (1787,98 - 1723,66) \cdot \frac{315}{2} = 10130,4 \text{ daN.mm}$$

$$\sigma = \frac{\sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_{t \max})^2}}{W} \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^2] \quad (\text{III.29})$$

où : le module de résistance W est donné par :

$$W = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_{ti}^4 - D_{ti'}^4)}{64 \cdot D_{ti}} = \frac{\pi \cdot (D_{ti}^4 - D_{ti'}^4)}{32 \cdot D_{ti}} \quad (\text{III.30})$$

$$\text{Le diamètre intérieur est : } D_{ti'} = D_{ti} - 2 e_3 = 286,4 \text{ mm} \quad (\text{III.31})$$

Donc :

$$W = \frac{\pi}{32} \times \frac{(315^4 - 286,4^4)}{315} = 971128,036 \text{ mm}^3$$

$$\text{Donc : } \sigma = \frac{\sqrt{(997496,5)^2 + (10130,4)^2}}{971128,036} = 1,02 \text{ daN/mm}^2$$

$$(1,02 \text{ daN/mm}^2 \ll 15,3 \text{ daN/mm}^2).$$

III.6. Tambour de contrainte :

➤ Détermination du diamètre D_{tc} :

$$\text{Le diamètre est donné par : } D_{tc} = \frac{1}{2} D_{im} = \frac{1}{2} \cdot (500) = 250 \text{ mm} \quad [4] \quad (\text{III.32})$$

➤ Détermination de l'épaisseur de la paroi du tambour " e_4 " :

$$e_4 = 0,02 \cdot D_{tc} + (6 \text{ à } 10) = (11 \text{ à } 15) \text{ mm} \quad (\text{III.33})$$

$$\text{On admet } e_4 = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Le diamètre intérieur est : } D_{tc'} = D_{tc} - 2 e_4 = 224 \text{ mm} \quad (\text{III.34})$$

➤ Vérification à la compression :

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{T_{3'}}{N \cdot e_4} = \frac{1577,21}{1200 \cdot 13} = 0,101 \text{ daN.mm}^2 \quad (\text{III.35})$$

$$\text{nous avons bien } \sigma_{\text{comp}} \ll [\sigma_{\text{comp}}] = 15,3 \text{ daN.mm}^2$$

➤ vérification à la flexion :

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (\text{VII.36})$$

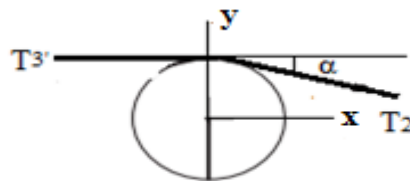


Figure III.6 : Tensions de T_3' et T_2 du tambour de contrainte

$$R_x = T_{3'} - T_2 \cos(\alpha) = 1577,21 - 1691,21 \cdot \cos(20^\circ) = -12 \text{ daN} \quad (\text{III.37})$$

$$R_y = -T_2 \cdot \sin(\alpha) = -1691,21 \cdot \sin(20^\circ) = -578,42 \text{ daN} \quad (\text{III.38})$$

$$\text{Donc } R = \sqrt{(-12)^2 + (-578,42)^2} = 578,54 \text{ daN}$$

Le moment fléchissant maximal est donné par :

$$M_{f \max} = \frac{R \times B}{4} \quad (\text{VII.39}) \quad \text{où : } B : \text{longueur de tambour } 1400\text{mm (voir tableau 28) [17]}$$

$$M_{f \max} = \frac{578,54 \times 1400}{4} = 202489 \text{ daN.mm}$$

$$\text{Le moment de torsion maximal est donné par : } M_{t \max} = (T_3 - T_2) \cdot \frac{D_{tc}}{2} \quad (\text{III.40})$$

$$\text{Donc : } M_{t \max} = (1577,21 - 1691,21) \cdot \frac{250}{2} = -14250 \text{ daN.mm}$$

$$\sigma = \frac{\sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_{t \max})^2}}{W} \quad [\text{daN/mm}^2] \quad (\text{III.41})$$

Où : le module de résistance W est donné par :

$$W = \frac{\pi}{32} \times \frac{(250^4 - 224^4)}{250} = 545032,96 \text{ mm}^3$$

$$\text{Donc : } \sigma = \frac{\sqrt{(202489)^2 + (-14250)^2}}{545032,96} = 0,37 \text{ daN/mm}^2$$

$$(0,37 \text{ daN/mm}^2 \ll 15,3 \text{ daN/mm}^2).$$

III.7. Dimensionnement des arbres des tambours :

III.7.1. Arbres des tambours :

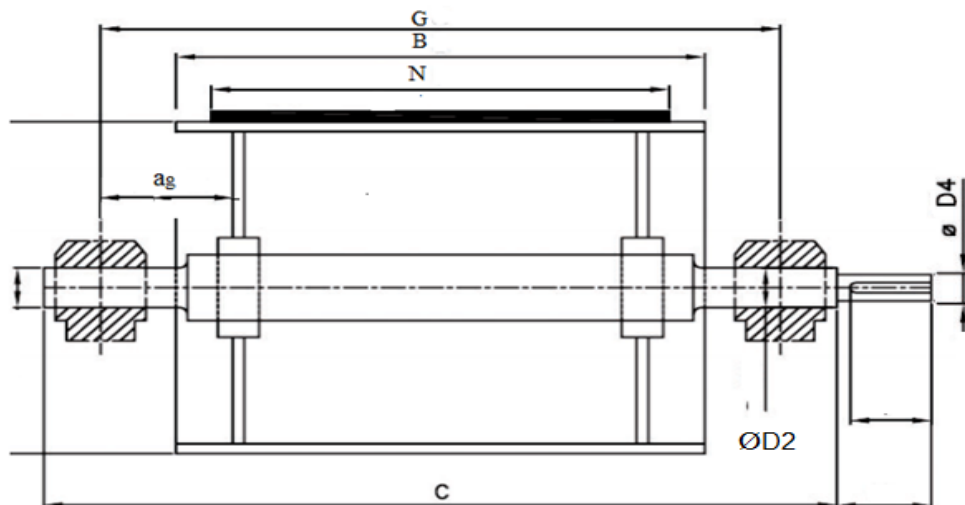


Figure III .7 : Dimensions du tambour et de l'axe [17]

G : longueur de l'arbre entre appuis, elle dépend du largeur de la bande et du diamètre du tambour.(voir tableau 28) [17]

Pour le tambour commande, renvoi : $G = 1807 \text{ mm}$

Pour le tambour d'inflexion : $G = 1771 \text{ mm}$

Pour le tambour de contrainte : $G = 1745 \text{ mm}$

N : la largeur de la bande : $N = 1200 \text{ mm}$

B : la longueur des tambours : $B = 1400 \text{ mm}$

On suppose que la distance S entre l'extrémité de la bande du tambour et le milieu de moyeu est $S = 60 \text{ mm}$.

a_g : distance entre les support et les flasques du tambour.

Pour le tambour commande et renvoi et tension on a :

$$a_g = \frac{G-B}{2} + \frac{B-N}{2} + S = \frac{1807-1400}{2} + \frac{1400-1200}{2} + 60 = 363,5 \text{ mm} \quad (\text{III.42})$$

Pour le tambour d'inflexion on a :

$$a_g = \frac{G-B}{2} + \frac{B-N}{2} + S = \frac{1771-1400}{2} + \frac{1400-1200}{2} + 60 = 345,5 \text{ mm} \quad (\text{III.43})$$

Pour le tambour de contrainte on a :

$$a_g = \frac{G-B}{2} + \frac{B-N}{2} + S = \frac{1745-1400}{2} + \frac{1400-1200}{2} + 60 = 332,5 \text{ mm} \quad (\text{III.44})$$

III.7.2 Arbre du tambour de commande :

Caractéristiques du tambour de commande :

$$D_{tm} = 500 \text{ mm} \quad [11]$$

q_t : poids de tambour de commande, telle que $M = 307 \text{ kg}$ [11]

$$q_t = M \cdot g = 307 \times 9,81 = 3011,67 \text{ N} = 301,16 \text{ daN} \quad (\text{III.45})$$

$$a_g = 363,5 \text{ mm}$$

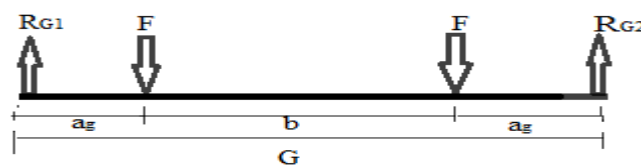


Figure III.8 : Les efforts qui exercée a l'arbre de tambour

La résultante R des force agissantes sur l'axe est égal à :

$$R_1 = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (\text{III.46})$$

$$R_x = T_1 + T_2 \cos \alpha = 4930,21 + 1691,21 \cos (20^\circ) = 6519,94 \text{ daN.} \quad (\text{III.47})$$

Puisque $\alpha = 20^\circ$

$$R_y = T_2 \sin \alpha - q_t = 1691,21 \times \sin (20^\circ) - 301,16 = 277,27 \text{ daN} \quad (\text{III.48})$$

$$\text{Donc : } R_1 = \sqrt{(6519,94)^2 + (277,27)^2} = 6545,54 \text{ daN}$$

$$\text{D'où : } F = \frac{R}{2} = \frac{6545,54}{2} = 3272,77 \text{ daN} \quad (\text{III.49})$$

➤ Efforts aux paliers :

$$R_{G1} = R_{G2} = 3262,91 \text{ daN}$$

➤ L'expression de moment fléchissant :

$$M_f(X) = R_{G1} \cdot X - F(X - a_g) - F(a_g + b) \quad (\text{III.50})$$

$$M_f = 3262,91 X - 3262,91(X - 363,5) - F(X - 1080)$$

Valeurs du moment fléchissant aux points caractéristique :

$$M_f(X=0) = 0$$

$$M_f(X= a_g) = 3262,91 \cdot 363,5 = 1189651,89 \text{ daN.mm}$$

$$M_f(X= a_g + b) = M_f(X= a_g) = 1189651,89 \text{ daN.mm}$$

$$M_f(X= G) = 0 \text{ daN}$$

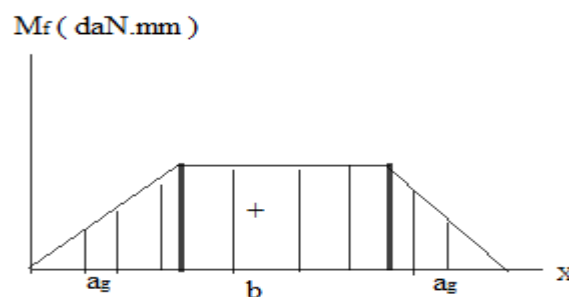


Figure III.9 : Digramme de moment fléchissant de tambour commande

Le moment fléchissant maximal $M_f = 1189651,89 \text{ daN.mm}$

Le moment de torsion :

$$M_t = (T_1 - T_2) \cdot \frac{D_{tm}}{2} \quad (\text{III.51})$$

$$M_t = (4930,21 - 1691,21) \cdot \frac{500}{2} = 809750 \text{ daN.mm}$$

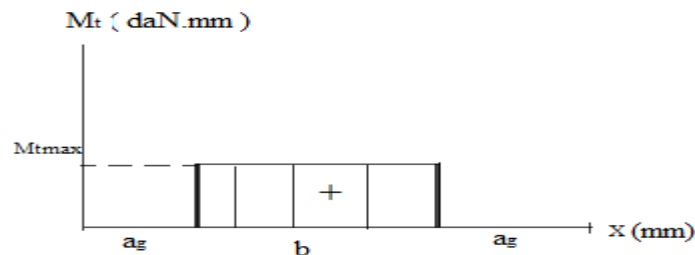


Figure III.10 : diagramme de moment de torsion de tambour de commande

Le moment équivalent :

$$M_e = \sqrt{(M_{f_{\max}})^2 + (M_{t_{\max}})^2} = \sqrt{(1189651,89)^2 + (809750)^2} = 1439011,96 \text{ daN.mm}$$

Expression de diamètre de l'arbre :

$$\sigma = \frac{M_e}{W_f} \leq [\sigma]_{\text{adm}} \quad \text{ou} \quad W_f : \text{module de flexion} : W_f = \frac{2.I}{d} \quad (\text{III.52})$$

$$\text{ou } I : \text{moment d'inertie de la section} : I = \frac{\pi.d^4}{64} \quad (\text{III.53})$$

Donc : $W_f = \frac{\pi.d^3}{32} \approx 0,1d^3$ En report cette valeur dans l'expression de la contrainte,

$$\text{on trouve} : d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times M_e}{[\sigma]_{\text{adm}}}} \quad (\text{III.54})$$

Pour l'arbre et les axes des tambours on choisit l'acier C 40 recuit $[\sigma] = 5,8 \text{ daN/mm}^2$ (voir tableau III.2) [11].

Tableau III.2 : Valeur suggérée pour $[\sigma]$

En acier	daN/ mm ²
38 NCD	12,2
C 40 revenu	7,82
C40 recuit de normalisation	5,8
Fe 37 recuit normalisation	4,4

Valeur de diamètre :

$$\text{Donc : } d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 1439011,96}{5,8}} \implies d \geq 140 \text{ mm}$$

On admet une valeur de : $d = 175 \text{ mm}$

III.7.3. Arbre du tambour de renvoi :

Caractéristiques du tambour de renvoi :

$$D_{tr} = 400 \text{ mm [11]}$$

$$q_t : \text{ poids de tambour de renvoi, telle que } M = 237 \text{ kg [11]}$$

$$q_t = M \cdot g = 237 \times 9,81 = 2324,97 \text{ N} = 232,49 \text{ daN} \quad (\text{III.55})$$

$$a_g = 363,5 \text{ mm}$$

La résultante R des force agissant sur l'axe est égal :

$$R_2 = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$$R_x = (T_7 + T_8) \cos 10^\circ$$

Où : T_7 et T_8 les tensions agissantes sur le tambour de renvoi

$$R_x = (1673,98 + 1782,47) \cos 10^\circ = 3403,93 \text{ daN}$$

$$R_y = (T_7 + T_8) \sin 10^\circ - q_t = (1673,98 + 1782,47) \sin 10^\circ - 232,49 = 367,7 \text{ daN}$$

D'où :

$$R_2 = \sqrt{(3403,93)^2 + (367,7)^2} = 3423,7 \text{ daN}$$

$$\text{D'où : } F = \frac{R}{2} = \frac{3423,7}{2} = 1711,85 \text{ daN}$$

Le moment fléchissant sera :

$$M_f = 1711,85 \times 363,5 = 622257,47 \text{ daN.mm}$$

Le moment fléchissant équivalent :

Il n'as pas de torsion donc : $M_f = M_e$

Valeur de diamètre :

$$\text{Donc : } d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 622257,47}{5,8}} \implies d \geq 110 \text{ mm}$$

On admet un diamètre $d_t = 150$ mm

III.7.4. Arbre du tambour de tension :

Caractéristique du tambour de tension :

$$D_{tt} = 400 \text{ mm}$$

q_t : poids de tambour de renvoi, telle que $M = 237$ kg

$$q_t = M \cdot g = 237 \times 9,81 = 2324,97 \text{ N} = 232,49 \text{ daN}$$

$$a_g = 363,5 \text{ mm}$$

La résultante R des forces agissant sur l'axe est égal :

$$R_3 = T_4 + T_5 - q_t = 1618,75 + 1723,66 - 232,49 = 3109,92 \text{ daN}$$

$$D'où : F = \frac{R_3}{2} = \frac{3109,92}{2} = 1554,96 \text{ daN}$$

Le moment fléchissant sera :

$$M_f = 363,5 \times 1554,96 = 565227,96 \text{ daN.mm}$$

Il n'as pas de torsion donc : $M_f = M_{fe}$

Valeur de diamètre :

$$\text{Donc : } d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 565227,96}{5,8}} \implies d \geq 100 \text{ mm}$$

On admet un diamètre $d_t = 145$ mm

III.7.5. Arbre du tambour d'inflexion :

Caractéristiques du tambour d'inflexion :

$$D_t = 315 \text{ mm}$$

q_t : poids de tambour d'inflexion, telle que $M = 186$ kg

$$q_t = M \cdot g = 186 \times 9,81 = 1824,7 \text{ N} = 182,5 \text{ daN}$$

$$a_g = 345,5 \text{ mm}$$

La résultante R des force agissantes sur l'axe est égal :

$$R_4 = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (\text{III.72})$$

$$R_x = T_6 \cos \alpha = 1787,98 \cdot \cos(20^\circ) = 1680,15 \text{ daN}$$

$$R_y = T_5 + T_6 \sin \alpha + q_t = 1723,66 + 1691,21 \sin (20^\circ) + 182,5 = 2484,6 \text{ daN}$$

$$\text{Donc : } R_4 = \sqrt{(1680,15)^2 + (2484,6)^2} = 2999,4 \text{ daN}$$

$$\text{D'où : } F = \frac{R_4}{2} = \frac{2999,4}{2} = 1499,7 \text{ daN}$$

Le moment fléchissant sera :

$$M_f = 345,5 \times 1499,7 = 518146,35 \text{ daN.mm}$$

Le moment de torsion sera :

$$M_{t \max} = (T_6 - T_5) \cdot \frac{D_{ti}}{2}$$

$$\text{AN : } M_{t \max} = (1787,98 - 1723,66) \cdot \frac{315}{2} = 10130,4 \text{ daN.mm}$$

Le moment équivalent :

$$M_e = \sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_{t \max})^2} = \sqrt{(518146,35)^2 + (10130,4)^2} = 518245,37 \text{ daN.mm}$$

Valeur de diamètre :

$$\text{Donc : } d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 518245,37}{5,8}} \implies d \geq 100 \text{ mm}$$

On admet une valeur de : $d = 140 \text{ mm}$

III.7.6. Arbre du tambour de contrainte :

Caractéristiques du tambour de contrainte :

$$D_{tc} = 250 \text{ mm}$$

q_t : poids de tambour de renvoi, telle que $M = 148 \text{ kg}$

$$q_t = M \cdot g = 148 \times 9,81 = 1451,9 \text{ N} = 145,2 \text{ daN}$$

$$a_g = 332,5 \text{ mm}$$

La résultante R des force agissantes sur l'axe est égal :

$$R_5 = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$$R_x = T_3' - T_2 \cos(\alpha) = 1577,21 - 1691,21 \cdot \cos(20^\circ) = -12 \text{ daN}$$

$$R_y = -T_2 \cdot \sin(\alpha) - q_t = -1691,21 \cdot \sin(20^\circ) - 145,2 = -723,6 \text{ daN}$$

$$\text{Donc } R_5 = \sqrt{(-12)^2 + (-723,6)^2} = 723,7 \text{ daN}$$

$$D'où : F = \frac{R_g}{2} = \frac{723,7}{2} = 361,85 \text{ daN} .$$

Le moment fléchissant sera :

$$M_f = 345,5 \times 361,85 = 125019,175 \text{ daN.mm}$$

Le moment de torsion sera :

$$M_{t \max} = (T_{3'} - T_2) \cdot \frac{D_{tc}}{2}$$

$$\text{Donc : } M_{t \max} = (1577,21 - 1691,21) \cdot \frac{250}{2} = -14250 \text{ daN.mm}$$

Le moment équivalent :

$$M_e = \sqrt{(M_{f \max})^2 + (M_{t \max})^2} = \sqrt{(125019,175)^2 + (-14250)^2} = 125828,67 \text{ daN.mm}$$

Valeur de diamètre :

$$\text{Donc : } d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \times 125828,67}{5,8}} \implies d \geq 65 \text{ mm}$$

On admet une valeur de : $d = 100 \text{ mm}$

III.8.Vérification de l'arbre du tambour à la rigidité :

Le calcul des arbres à la rigidité est plus important que celui aux autres sollicitations, car la rupture se fait dans la plupart des cas, sous l'effet de la fatigue .La condition à vérifier sur la flèche "ft" et l'angle d'inclinaison de l'axe "αt" est :

$$ft = \frac{\left(\frac{R}{2}\right) \times a_g}{24.E.J} [3(b + 2a_g)^2 - 4 a_g^2] \leq \frac{G}{3000} \quad [11] \quad \text{(III.56)}$$

$$\alpha t = \frac{\left(\frac{R}{2}\right)}{2.E.J} a_g (G - a_g) \leq \frac{1}{1000} \quad [11] \quad \text{(III.57)}$$

ou :

a_g : exprimée en mm,

E : module d'élasticité de l'acier = 20600 [daN /mm²],

J : moment d'inertie de la section de l'axe = 0,0491.D⁴ [mm⁴],

R : résultante des forces agissant sur l'axe [daN].

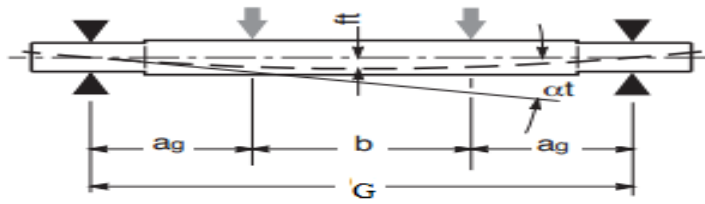


Figure III.11 : Limitation de la flèche et rotation [11]

➤ **Vérification de l'axe du tambour de commande :**

$$b = G - 2 a_g = 1807 - 2 (363,5) = 1080 \text{ mm} \quad [11] \quad (\text{III.58})$$

$$a_g = 363,5 \text{ mm}$$

$$f_t = \frac{\left(\frac{6545,54}{2}\right) \times 363,5}{24 \cdot (20600) \cdot (0,0491 \times (140)^4)} [3(1080 + 2 \times 363,5)^2 - 4 \times 363,5^2] \leq \frac{1807}{3000} = 0,6 \text{ mm}$$

d'où : $1,93 \text{ mm} \geq 0,6 \text{ mm}$ la condition n'est pas vérifiée

On prend : $d_{tm} = 175 \text{ mm}$, " f_t " sera égal à : $0,48 \text{ mm} \leq \frac{1807}{3000} = 0,6 \text{ mm}$

$$\alpha_t = \frac{\left(\frac{6545,54}{2}\right)}{2 \cdot (20600) \cdot (0,0491) \cdot (140)^4} 363,5 (1807 - 363,5) \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$$

$2,20 \cdot 10^{-3} \geq 10^{-3}$ donc la condition n'est pas vérifiée. Il faut donc augmenter le diamètre afin de diminuer " α_t "

On prend : $d_{tm} = 175 \text{ mm}$, " α_t " sera égal à : $9,02 \cdot 10^{-4} \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$

➤ **Vérification de l'axe de tambour de renvoi :**

$$f_t = \frac{\left(\frac{3423,7}{2}\right) \times 363,5}{24 \cdot (20600) \cdot (0,0491 \times (110)^4)} [3(1080 + 2 \times 363,5)^2 - 4 \times 363,5^2] \leq \frac{1807}{3000} = 0,6 \text{ mm}$$

d'où : $1,62 \text{ mm} \geq 0,6 \text{ mm}$ la condition n'est pas vérifiée

On prend : $d_{tc} = 150 \text{ mm}$, " f_t " sera égal à : $0,46 \text{ mm} \leq \frac{1807}{3000} = 0,6 \text{ mm}$

$$\alpha_t = \frac{\left(\frac{3423,7}{2}\right)}{2 \cdot (20600) \cdot (0,0491) \cdot (110)^4} 363,5 (1807 - 363,5) \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$$

$3,03 \cdot 10^{-3} \geq 10^{-3}$ donc la condition n'est pas vérifiée. Il faut donc augmenter le diamètre afin de diminuer " α_t "

On prend : $d_{tc} = 150 \text{ mm}$, " α_t " sera égal à : $8,7 \cdot 10^{-4} \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$

➤ **Vérification de l'axe du tambour de tension :**

$$f_t = \frac{\left(\frac{3109,92}{2}\right) \times 363,5}{24 \cdot (20600) \cdot (0,0491 \times (100)^4)} [3(1080 + 2 \times 363,5)^2 - 4 \times 363,5^2] \leq \frac{1807}{3000} = 0,6 \text{ mm}$$

d'où : 2,15 mm \geq 0,6 mm la condition n'est pas vérifiée

On prend : $d_{tc} = 145 \text{ mm}$, " f_t " sera égal à : $0,48 \text{ mm} \leq \frac{1807}{3000} = 0,6 \text{ mm}$

$$\alpha t = \frac{\left(\frac{3109,92}{2}\right)}{2 \cdot (20600) \cdot (0,0491) \cdot (100)^4} 363,5 (1807 - 363,5) \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$$

$4,03 \cdot 10^{-3} \geq 10^{-3}$ donc la condition n'est pas vérifiée. Il faut donc augmenter le diamètre afin de diminuer " αt "

On prend : $d_{tc} = 145 \text{ mm}$, " αt " sera égal à : $9,12 \cdot 10^{-4} \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$

➤ **Vérification de l'axe du tambour d'inflexion :**

$$f_t = \frac{\left(\frac{2999,4}{2}\right) \times 345,5}{24 \cdot (20600) \cdot (0,0491 \times (100)^4)} [3(1080 + 2 \times 345,5)^2 - 4 \times 345,5^2] \leq \frac{1771}{3000} = 0,59 \text{ mm}$$

D'où : 1,09 mm \geq 0,59 mm la condition n'est pas vérifiée

On prend : $d_{tc} = 140 \text{ mm}$, " f_t " sera égal à : $0,49 \text{ mm} \leq \frac{1771}{3000} = 0,59 \text{ mm}$

$$\alpha t = \frac{\left(\frac{2999,4}{2}\right)}{2 \cdot (20600) \cdot (0,0491) \cdot (100)^4} 345,5 (1771 - 345,5) \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$$

$3,65 \cdot 10^{-3} \geq 10^{-3}$ donc la condition n'est pas vérifiée. Il faut donc augmenter le diamètre afin de diminuer " αt "

On prend : $d_{tc} = 140 \text{ mm}$, " αt " sera égal à : $9,5 \cdot 10^{-4} \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$

➤ **Vérification de l'axe du tambour de contrainte :**

$$f_t = \frac{\left(\frac{723,7}{2}\right) \times 332,5}{24 \cdot (20600) \cdot (0,0491 \times (65)^4)} [3(1080 + 2 \times 332,5)^2 - 4 \times 332,5^2] \leq \frac{1745}{3000} = 0,58 \text{ mm}$$

On prend : $d_{tc} = 100 \text{ mm}$, " f_t " sera égal à : $0,43 \text{ mm} \leq \frac{1745}{3000} = 0,58 \text{ mm}$

$$\alpha t = \frac{\left(\frac{723,7}{2}\right)}{2 \cdot (20600) \cdot (0,0491) \cdot (100)^4} 332,5 (1745 - 332,5) \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$$

On prend : $d_{tc} = 100 \text{ mm}$, " αt " sera égal à : $8,4 \cdot 10^{-4} \leq \frac{1}{1000} = 10^{-3}$

III.9.Vérification de l'arbre et des axes à la fatigue :

Les charges qui ne peuvent produire de rupture en une seule application pourront éventuellement causer la rupture d'une pièce si leur application est répétée en nombre de fois suffisant (c'est le principe de la fatigue).

➤ Vérification de l'arbre et des axes :

Il est à remarquer que σ_D est obtenue en effectuant un essai sur une éprouvette polie et des de dimension bien spécifiques. La valeur de σ_{Dr} réelle est obtenue en introduisant des facteurs correcteurs : [18]

$$\sigma_{Dr} = \sigma_D \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f$$

σ_D : limite d'endurance de l'éprouvette

σ_{Dr} : limite d'endurance de la pièce

K_a : facteur de fini de la surface

K_b : facteur de grosseur de la pièce

K_c : facteur de la fiabilité

K_d : facteur de température

K_e : facteur relatif à la concentration de contraintes

K_f : facteur des effet divers .

➤ Détermination limite d'endurance de l'éprouvette σ_D :

$\sigma_D = 0,5 \cdot R_m$ telle que : R_m de l'acier C40 égal 580 MPa (voir tableau 29) [19].

$$AN : \sigma_D = 0,5 \times 580 = 290 \text{ N/mm}^2 = 29 \text{ daN/mm}^2 \quad (\text{III.59})$$

➤ Détermination des facteurs :

- Le facteur de fini de surface est donné par le graphe suivant :

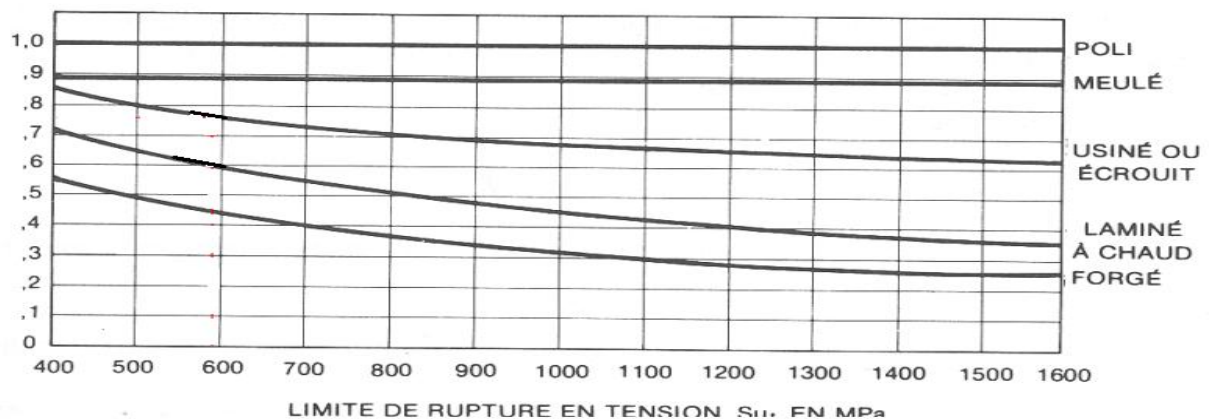


Figure III.12 : Facteur de fini de surface de source

$K_a = 0,76$ (surface usiné) .(la limite à la rupture de l'acier XC38, $R_m = 630$ MPa (voir figure III.12) [18] .

- Facteur de grosseur est égal à :

$$K_b = 1 \text{ pour } d \leq 7.6 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.85 \text{ pour } 7.6 \text{ mm} < d \leq 50 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.75 \text{ pour } d > 50 \text{ mm}$$

Donc : $K_b = 0,75$ ($d > 50$) [18] .

- Facteur de fiabilité est donné par le tableau suivant :

Fiabilité (R)	Facteur de Fiabilité (k_c)
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,95	0,814
0,99	0,753
0,999	0,702
0,9999	0,659
0,99999	0,620
0,999999	0,584

Figure III.13 : facteur de fiabilité

$K_C = 0,897$ pour une fiabilité de 90 %" [18].

- Facteur de température K_d est égal à

$$K_d = \begin{cases} \frac{344}{273+T} & \text{pour } T > 71 \text{ C}^\circ \\ 1 & \text{pour } T \leq 71 \text{ C}^\circ \end{cases}$$

$$K_d = 1 \text{ (} T \leq 71 \text{ C}^\circ \text{) [18].}$$

- facteur de concentration de contrainte :

Si la section ne présente pas de changement de géométrie, il n'y a pas de concentration de contrainte et alors $K_e = 1$, par contre, s'il y a plusieurs changement (rainure de clavette encoche, diamètres différents..) en une même section de voisinage très immédiat K_e peut descendre jusqu'à 0,33. [18]

Dans notre cas l'arbre et les axes sont plus moins longs et le changement ne sont pas concentrés en même section, avec l'existence des rayons de raccordement entre différent diamètre, donc on peut prendre $K_e = 0,91$ [18].

- Facteur des effets divers

$K_f = 1$ (aucuns autres effets)

➤ **Détermination de σ_{Dr} :**

On a $\sigma_D = 29 \text{ daN/mm}^2$

Donc $\sigma_{Dr} = 29 \times 0,76 \times 0,75 \times 0,897 \times 1 \times 0,91 \times 1 = 13,49 \text{ daN/mm}^2$ [18] (III.60)

Pour que l'arbre travaille dans de bonne conditions et sa durée de vie soit acceptable, il faut que : $\sigma \leq \sigma_{Dr}$ ou σ est la contrainte équivalente.

$$\sigma = \frac{M_e}{W_f} = \frac{M_e}{0,1d^3} \quad (\text{III.61})$$

➤ **Vérification de l'arbre du tambour moteur :**

$$\sigma = \frac{M_e}{W_f} = \frac{M_e}{0,1d^3} = \frac{1439011,96}{0,1(175)^3} = 2,68 \text{ daN/mm}^2$$

$\sigma \leq \sigma_{Dr}$ donc la condition est vérifier :

➤ **Vérification de l'axe du tambour de renvoi :**

$$\sigma = \frac{622257,47}{0,1(150)^3} = 1,84 \text{ daN/mm}^2$$

$\sigma < \sigma_{Dr}$ donc la condition est vérifier

➤ **Vérification de l'axe du tambour d'inflexion :**

$$\sigma = \frac{518245,37}{0,1(140)^3} = 1,88 \text{ daN/mm}^2$$

$\sigma < \sigma_{Dr}$ donc la condition est vérifier

➤ **Vérification de l'axe du tambour de contrainte :**

$$\sigma = \frac{125828,67}{0,1(100)^3} = 1,25 \text{ daN/mm}^2$$

$\sigma < \sigma_{Dr}$ donc la condition est vérifier.

III.10. Coefficient de sécurité :

Introduction :

Dans le cas général de la fatigue, les contraintes se décomposent en contraintes moyennes (indice : m) et en contraintes alternées (indice : a).

Nous avons vu jusqu'ici le comportement d'un matériau en statique ($\sigma_a = 0$) et en dynamique pure ($\sigma_m = 0$). Pour étudier le comportement d'un matériau soumis à une sollicitation mixte (σ_a et σ_m), on utilise un diagramme d'endurance construit à partir des valeurs caractéristiques de statique (R_m) et de dynamique pure (σ_D). [20]

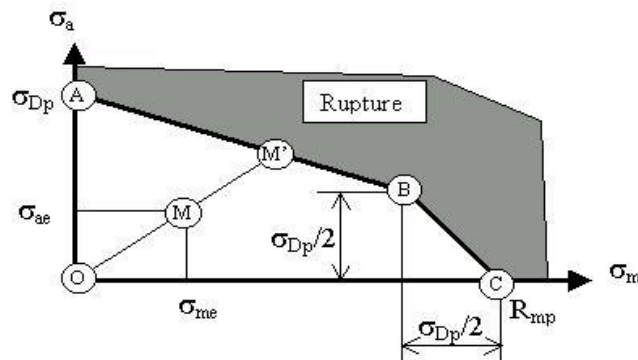


Figure 14 : diagramme pratique de HAIGH. [20]

Il est possible de calculer un coefficient de sécurité en fatigue α_F est éga

Sur le segment AB :

$$\alpha_{FAB} = \frac{1}{\frac{\sigma_{ae}}{\sigma_{Dp}} + \frac{\sigma_{me}}{2R_{mp} - \sigma_{Dp}}} \quad (\text{III.62})$$

Sur le segment BC :

$$\alpha_{FBC} = \frac{R_{mp}}{\sigma_{ae} + \sigma_{me}} \quad (\text{III.63})$$

La valeur finale retenue est la valeur la plus petite obtenue : $\alpha_F = \text{Min}(\alpha_{FAB} ; \alpha_{FBC})$.

Les contraintes nominales :

$$\sigma_{tm} = \frac{4N_m}{\pi D^2} \quad \sigma_{ta} = \frac{4N_a}{\pi D^2} \quad (\text{III.64})$$

$$\sigma_{fm} = \frac{32M_{fm}}{\pi D^3} \quad \sigma_{fa} = \frac{32M_{fa}}{\pi D^3} \quad (\text{III.65})$$

$$\tau_m = \frac{16M_{tm}}{\pi D^3} \quad \tau_a = \frac{16M_{ta}}{\pi D^3} \quad (\text{III.66})$$

La contrainte moyenne équivalente σ_{me} est calculée à partir des contraintes moyennes nominales et ne prend pas en compte les défauts de forme. On obtient à partir du critère de VON MISES :

$$\sigma_{me} = \sqrt{(\sigma_{tm} + \sigma_{fm})^2 + 3\tau_m^2} \quad (\text{III.67})$$

La contrainte alternée équivalente σ_{me} est calculée à partir des contraintes alternées nominales et prend en compte les défauts de forme en intégrant les K_t correspondant : K_{tt} (traction), K_{tf} (flexion) et K_{to} (torsion).

On obtient à partir du critère de Von Mises :

$$\sigma_{ae} = \sqrt{(K_{tt} \sigma_{ta} + K_{tf} \sigma_{fa})^2 + 3 K_{to}^2 \tau_a^2} \quad (\text{III.68})$$

Resistance pratique a la rupture R_{mp}

$$R_{mp} = R_m (0.25 \text{ Log } \chi + 1.4) \text{ avec probabilité à } 90\%. \quad [20] \quad (\text{III.69})$$

Pour une sollicitation combinée on remplace le gradient de contrainte χ par une valeur équivalente χ_{me} .

$$\chi_{me} = \sqrt{\frac{(\sigma_{tm} \chi_t + \sigma_{fm} \chi_f)^2 + 3 \tau_m^2 \chi_o^2}{(\sigma_{tm} + \sigma_{fm})^2 + 3 \tau_m^2}} \quad (\text{III.70})$$

Pour une sollicitation combinée, on remplace le gradient de contrainte χ par une valeur équivalente χ_{ae} :

$$\chi_{ae} = \sqrt{\frac{(\sigma_{ta} \chi_t + \sigma_{fa} \chi_f)^2 + 3 \tau_a^2 \chi_o^2}{(\sigma_{ta} + \sigma_{fa})^2 + 3 \tau_a^2}} \quad (\text{III.71})$$

La limite pratique de fatigue σ_{dp} :

$$\sigma_{Dp} = K_S (a \text{ Log } \chi + b) \text{ calcul à } 10^7 \text{ cycles et une probabilité à } 90\%. \quad (\text{III.72})$$

pour l'acier C40 :

$$R_e = 305 \text{ MPA} = 30,5 \text{ daN/mm}^2.$$

$$R_m = 580 \text{ MPa} = 58 \text{ daN/mm}^2.$$

➤ Coefficient de sécurité de l'arbre du tambour d'entraînement ($d = 175$) :

Au cours de la rotation de l'arbre, la contrainte de torsion et la contrainte de traction restent fixes, ce sont des contraintes moyennes. Par contre, la contrainte de flexion 'tourne' avec l'arbre, c'est une contrainte alternée. Les contraintes nominales sont donc :

$$\sigma_{tm} = \frac{4N_m}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot (6519,94)}{3,14 \cdot 175^2} = 0,27 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

$$\tau_m = \frac{16M_t}{\pi D^3} = \frac{16 \cdot (809750)}{3,14 \cdot (175)^3} = 0,76 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_a = 0$$

$$\sigma_{fa} = \frac{32M_f a}{\pi D^3} = \frac{32(1189651,89)}{3,14.(175)^3} = 2,26 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ta} = 0$$

Pour une section épaulée avec $r = 2,45 \text{ mm}$, $d = 125 \text{ mm}$, $D = 175 \text{ mm}$:

$$K_{tf} = 4,4 \text{ (voir tableau 30) [21]}$$

$$\chi_t = \frac{2}{r} = \frac{2}{2,45} = 0,81 \text{ (voir tableau 31)} \quad (\text{III.73})$$

$$\chi_f = \frac{2}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{2}{2,45} + \frac{4}{(125+175)} = 0,82 \quad (\text{III.74})$$

$$\chi_o = \frac{1}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{1}{2,45} + \frac{4}{(125+175)} = 0,42 \quad (\text{III.75})$$

On peut calculer les contraintes équivalentes :

$$\sigma_{me} = (\sigma_{tm}^2 + 3\tau_m^2)^{0,5} = ((0,27)^2 + 3(0,76)^2)^{0,5} = 1,34 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ae} = K_{tf} \sigma_{fa} = 4,4 \times 2,26 = 9,94 \text{ daN/mm}^2$$

$$\chi_{me} = [(0,27 \times 0,81)^2 + 3(0,76 \times 0,82)^2]^{0,5} / [0,27^2 + 3 \times 0,76^2]^{0,5} = 0,81$$

$$R_{mp} = R_m (0,25 \text{ Log} (\chi_{me}) + 1,4) = 58(0,25 \text{ Log} (0,81) + 1,4) = 83,4 \text{ daN/mm}^2$$

Dans notre cas, le nombre de cycle est supérieur à 10^7 , on peut calculer σ_{Dp} avec la formule :

$$\sigma_{Dp} = K_S (a \text{ Log} \chi_f + b)$$

Avec un état de surface passable, on obtient $R_r = 20 \mu\text{m}$ ce qui donne $K_S = 0,86$ (voir tableau 32).

Avec $R_m = 580 \text{ MPa}$, on obtient $a = \frac{140}{3}$ et $b = 195$ (voir tableau 33)

$$\text{d'où : } \sigma_{Dp} = 0,86 \left(\frac{140}{3} \text{ Log} (0,82) + 195 \right) = 164,24 \text{ daN/mm}^2$$

On peut donc calculer le coefficient de sécurité en fatigue :

$$\alpha_{FAB} = 1 / [9,94 / 164,24 + 1,34 / (2 \times 83,4 - 164,24)] = 1,73$$

$$\alpha_{FBC} = 83,4 / [1,34 + 8,44] = 8,52$$

$$\alpha_F = \text{Min} (\alpha_{FAB} ; \alpha_{FBC}) = 1,73$$

➤ **Coefficient de sécurité de l'arbre du tambour de renvoi (d = 150) :**

$$\sigma_{tm} = \frac{4N_m}{\pi D^2} = \frac{4.(3403,93)}{3,14.150^2} = 0,19 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

$$\tau_m = 0$$

$$\tau_a = 0$$

$$\sigma_{fa} = \frac{32(622257,47)}{3,14.(100)^3} = 1,87 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ta} = 0$$

Pour une section épaulée avec $r = 1,22 \text{ mm}$, $d = 125 \text{ mm}$, $D = 150 \text{ mm}$:

$$K_{tf} = 4,5 \text{ (voir tableau 30)}$$

$$\chi_t = \frac{2}{r} = \frac{2}{1,22} = 1,63 \text{ (voir tableau 31)}$$

$$\chi_f = \frac{2}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{2}{1,22} + \frac{4}{(125+150)} = 1,65$$

$$\chi_o = \frac{1}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{1}{1,22} + \frac{4}{(125+150)} = 0,83$$

Les contraintes équivalentes :

$$\sigma_{me} = (\sigma_{tm}^2)^{0,5} = 0,19 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ae} = K_{tf} \sigma_{fa} = 4,5 \times 1,87 = 8,41 \text{ daN/mm}^2$$

$$\chi_{me} = [(0,19 \times 0,63)^2]^{0,5} / [0,19^2]^{0,5} = 0,63$$

$$R_{mp} = R_m (0,25 \text{ Log } (\chi_{me}) + 1,4) = 58(0,25 \text{ Log } (0,63) + 1,4) = 78,29 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{Dp} = K_S (a \text{ Log } \chi_f + b)$$

$$d'où : \sigma_{Dp} = 0,86 \left(\frac{140}{3} \text{ Log } (1,65) + 195 \right) = 176,42 \text{ daN/mm}^2$$

On peut donc calculer le coefficient de sécurité en fatigue :

$$\alpha_{FAB} = 1 / [8,41 / 176,42 + 0,19 / (2 \times 78,29 - 176,42)] = 26,25$$

$$\alpha_{FBC} = 78,29 / [0,19 + 8,41] = 9,1$$

$$\alpha_F = \text{Min } (\alpha_{FAB} ; \alpha_{FBC}) = 9,1$$

➤ **Coefficient de sécurité de l'arbre du tambour d'inflexion (d = 140) :**

$$\sigma_{tm} = \frac{4N_m}{\pi D^2} = \frac{4.(1680,15)}{3,14.140^2} = 0,10 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

$$\tau_m = \frac{16M_t}{\pi D^3} = \frac{16(10130,4)}{3,14.140^3} = 0,01 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_a = 0$$

$$\sigma_{fa} = \frac{32(518146,35)}{3,14.(140)^3} = 1,92 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ta} = 0$$

Pour une section épaulée avec $r = 1,95$ mm, $d = 100$ mm, $D = 140$ mm :

$$K_{tf} = 4,5 \quad (\text{voir tableau 30})$$

$$\chi_t = \frac{2}{r} = \frac{2}{1,95} = 1,02 \quad (\text{voir tableau 31})$$

$$\chi_f = \frac{2}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{2}{1,22} + \frac{4}{(125+150)} = 1,04$$

$$\chi_o = \frac{1}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{1}{1,22} + \frac{4}{(125+150)} = 0,52$$

$$\sigma_{me} = (\sigma_{tm}^2 + 3\tau_m^2)^{0,5} = ((0,10)^2 + 3(0,01)^2)^{0,5} = 0,10 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ae} = K_{tf} \sigma_{fa} = 4,5 \times 1,92 = 8,64 \text{ daN/mm}^2$$

$$\chi_{me} = [(0,10 \times 1,02)^2 + 3(0,01 \times 0,52)^2]^{0,5} / [0,1^2 + 3 \times 0,01^2]^{0,5} = 1$$

$$R_{mp} = R_m (0,25 \text{ Log}(\chi_{me}) + 1,4) = 58(0,25 \text{ Log}(1) + 1,4) = 81,2 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{Dp} = K_S (a \text{ Log} \chi_f + b)$$

$$d'où : \sigma_{Dp} = 0,86 \left(\frac{140}{3} \text{ Log}(1,04) + 195 \right) = 168,38 \text{ daN/mm}^2$$

Donc calculer le coefficient de sécurité en fatigue :

$$\alpha_{FAB} = 1 / [8,64 / 168,38 + 0,1 / (2 \times 81,2 - 168,38)] = 28,3$$

$$\alpha_{FBC} = 81,2 / [0,1 + 8,64] = 9,29$$

$$\alpha_F = \text{Min}(\alpha_{FAB} ; \alpha_{FBC}) = 9,29$$

➤ **Coefficient de sécurité de l'arbre du tambour de contrainte ($d = 100$) :**

$$\sigma_{tm} = \frac{4N_m}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot (12)}{3,14 \cdot 100^2} = 0,0015 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{fm} = 0$$

$$\tau_m = \frac{16M_t}{\pi D^3} = \frac{16(10130,4)}{3,14 \cdot 100^3} = 5,28 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_a = 0$$

$$\sigma_{fa} = \frac{32(125828,67)}{3,14 \cdot (100)^3} = 1,28 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ta} = 0$$

Pour une section épaulée avec $r = 0,97$ mm, $d = 80$ mm, $D = 100$ mm :

$$K_{tf} = 4,5 \quad (\text{voir tableau 30})$$

$$\chi_t = \frac{2}{r} = \frac{2}{0,97} = 2,06 \quad (\text{voir tableau 31})$$

$$\chi_f = \frac{2}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{2}{0,97} + \frac{4}{(100+80)} = 2,08$$

$$\chi_o = \frac{1}{r} + \frac{4}{(d+D)} = \frac{1}{0,97} + \frac{4}{(100+80)} = 1,05$$

$$\sigma_{me} = (\sigma_{tm}^2 + 3\tau_m^2)^{0,5} = ((0,0015)^2 + 3(5,28)^2)^{0,5} = 9,14 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{ae} = K_{tf} \sigma_{fa} = 4,5 \times 1,28 = 5,76 \text{ daN/mm}^2$$

$$\chi_{me} = [(0,0015 \times 2,06)^2 + 3(5,28 \times 1,05)^2]^{0,5} / [0,0015^2 + 3 \times 5,28^2]^{0,5} = 1,04$$

$$R_{mp} = R_m (0,25 \text{ Log} (\chi_{me}) + 1,4) = 58(0,25 \text{ Log} (1,04) + 1,4) = 81,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{Dp} = K_S (a \text{ Log} \chi_f + b)$$

$$\text{d'où : } \sigma_{Dp} = 0,86 \left(\frac{140}{3} \text{ Log} (1,05) + 195 \right) = 168,55 \text{ daN/mm}^2$$

Donc calculer le coefficient de sécurité en fatigue :

$$\alpha_{FAB} = 1 / [5,76 / 168,55 + 0,1 / (2 \times 81,5 - 168,55)] = 6,18$$

$$\alpha_{FBC} = 81,5 / [9,14 + 5,76] = 5,46$$

$$\alpha_F = \text{Min} (\alpha_{FAB} ; \alpha_{FBC}) = 5,46$$

III.11. Calcul et choix des roulements :

a) La durée de vie d'un roulement est donnée par :

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h} \quad [21] \quad (\text{III.76})$$

L_{nm} : la durée de vie corrigée évolue

a_1 : facteur de correction de durée de vie pour une fiabilité différente de 90% donc $a_1 = 1$ (voir tableau 34)

a_{ISO} : Facteur de correction de durée pour les conditions de fonctionnement

$$a_{ISO} = f \left[\frac{e_c \cdot C_u}{P}, k \right] \quad (\text{III.77})$$

e_c : Facteur de correction de durée pour les impuretés, donc $e_c = 0,8$ (impuretés dans le roulement à grande propriété (voir tableau 35) [21])

C_u : Charge limite à la fatigue (N)

P : Charge dynamique équivalente (N)

k : Rapport de viscosité

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (\text{III.78})$$

v : viscosité cinématique de lubrifiant à la température de fonctionnement de roulement (mm^2s^{-1})

ν_1 : Viscosité nécessaire du lubrifiant à la température de fonctionnement ($T = 70C^\circ$),

40 = viscosité à $+40^\circ C$

L_{10} : Durée de vie nominale en heure

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^m \quad (\text{III.79})$$

C : Charge dynamique des charge (N)

m : Exposant de durée de vie ;

pour les roulements à rouleaux : $m = 10/3$

pour les roulements à billes : $m = 3$

n : vitesse de rotation de tambour (tr/mn)

b) La charge dynamique équivalente est donnée par :

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) k_s \cdot k_t \quad \text{en KN} \quad [21] \quad (\text{III.80})$$

D'où :

F_a : force axiale,

F_r : force radial,

X : facteur des forces radiales,

Y : Facteur des forces axiales,

V : facteur de rotation .Si la bague intérieure tourne par rapport à la direction de la charge, alors $V=1$.Si la bague extérieur tourne par rapport à la direction de la charge, alors $V = 1,2$

k_s : facteur de sécurité qui dépend des conditions de travail du roulement,

$k_s = 1$ à 3 dans notre cas $k_s = 3$ (on considère que le roulement travaille dans des conditions défavorable) [21]

K_t : coefficient thermique

Si la température est inférieure à 100° alors $K_t = 1$ [21]

III.9.1. Roulements du tambour d'entraînement, de renvoi et tension :

Vu la charge importante que doit supporter le palier, on a choisit un roulement à rotule sur 2 rangé de rouleaux.

III.9.1.1. Roulement du tambour d'entraînement :

a) La charge dynamique équivalente le pour tambour de commande est à :

$$P_1 = \frac{R_1}{2} \times 3 = \frac{6525,83}{2} \times 3 = 97,88 \text{ kN}$$

b) On choisit un roulement de diamètre $d_{int} = 125 \text{ mm}$ et $d_{ext} = 250 \text{ mm}$ de référence 22228-

E1-K+H3128 dont la charge dynamique de base $c = 870 \text{ KN}$ [22]

c) La vitesse de rotation du tambour de commande $n_{tc} = 87,89 \text{ tour /mn}$

la durée de vie corrigé évolué

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h}$$

$$a_1 = 1$$

$$e_c = 0,8, C_u = 97 \text{ KN}, p = 97,88 \text{ KN}, v_1 = 80 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, v = 24 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, k = \frac{24}{80} = 0,3$$

Avec un rapport de viscosité < 1 et un facteur de pollution $e_c \geq 0,2$ on peut calculer avec la valeur $k = 1$ [21]

$$a_{ISO} = f \left[\frac{e_c \cdot C_u}{p}, k \right] = f \left[\frac{0,8 \times 97}{97,88}, 1 \right] = f [0,79, 1] = 1$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{p} \right)^m = \frac{16666}{87,89} \left(\frac{870}{97,88} \right)^{10/3} = 275830,88 \text{ heure}$$

Donc : $L_{nm} = 1 \times 1 \times 275830,88 = 275830,88 \text{ heure}$.

d) Pour ce roulement on adopte un palier en deux parties (corps et chapeau) en fonte, il s'agit du palier de la série 500 SNH 528-1 TG [23]

La charge maximale que peut supporter se dernier est égal 740 KN à 120° et 630 KN à 90°

(voir tableau 36) [23] :

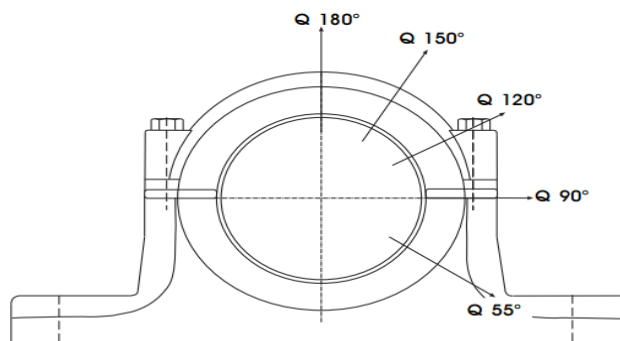


Figure III.15 : Charge de rupture des paliers

La charge P_1 est exercée sur lui par le tambour d'entraînement à 100° donc le choix est vérifié

Le roulement est monté sur l'arbre par l'intermédiaire d'un manchon de serrage du type H3128. [23]

III.9.1.2. Roulement du tambour de renvoi :

a) La Charge dynamique équivalente P_2 :

$$P_2 = \frac{R_2}{2} \times 3 = \frac{3423,7}{2} \times 3 = 51,35 \text{ KN}$$

b) On choisit le même type de roulement que celui du tambour d'entraînement ($c = 870 \text{ KN}$)

c) La vitesse de rotation de tambour de renvoi 109,87 tour/mn

la durée de vie corrigé évolué

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h}$$

$$a_1 = 1$$

$$e_c = 0,8, C_u = 97 \text{ KN}, p = 51,35 \text{ KN}, v_1 = 65 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, v = 30 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, k = \frac{30}{65} = 0,46$$

Avec un rapport de viscosité < 1 et un facteur de pollution $e_c \geq 0,2$ on peut calculer avec la valeur $k = 1$ [21]

$$a_{ISO} = f \left[\frac{e_c \cdot C_u}{p}, k \right] = f \left[\frac{0,8 \times 97}{51,35}, 1 \right] = f [1,51, 1] = 2$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^m = \frac{16666}{109,87} \left(\frac{870}{51,35} \right)^{10/3} = 1894734,88 \text{ heure}$$

Donc : $L_{nm} = 1 \times 2 \times 1894734,88 = 3789468,17 \text{ heure}$.

d) Le palier est aussi le même que le précédent (SNH 528), la charge maximale que peut supporter ce palier (voir tableaux 36 en annexe) est :

- 630 KN à 90°
- 470KN à 120° [23]

La charge p_2 exercée à 100° ($p_2 = 51,35 \text{ KN}$ donc le choix est vérifié)

Le roulement est monté sur l'arbre par l'intermédiaire sur le même manchon de serrage du type H3128. [23]

III.9.1.3. Roulement du tambour de tension :

a) La charge dynamique équivalente P_3

$$P_3 = \frac{R_3}{2} \times 3 = \frac{3109,92}{2} \times 3 = 46,64 \text{ KN}$$

b) on choisit le même type de roulement que celui de tambour d'entraînement ($C = 870 \text{ KN}$)

c) La vitesse de rotation de tambour de renvoi 109,87 tour/mn

la durée de vie corrigé évolué

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h}$$

$$a_1 = 1$$

$$e_c = 0,8, C_u = 97 \text{ KN}, p = 46,64 \text{ KN}, v_1 = 65 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, v = 30 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, k = \frac{30}{65} = 0,46$$

Avec un rapport de viscosité < 1 et un facteur de pollution $e_c \geq 0,2$ on peut calculer avec la valeur $k = 1$ [21]

$$a_{ISO} = f \left[\frac{e_c \cdot C_u}{p}, k \right] = f \left[\frac{0,8 \times 97}{46,64}, 1 \right] = f [1,66, 1] = 2,3$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^m = \frac{16666}{109,87} \left(\frac{870}{46,64} \right)^{10/3} = 2611086,67 \text{ heure}$$

$$\text{Donc : } L_{nm} = 1 \times 2,3 \times 2611086,67 = 6005499,36 \text{ heure.}$$

e) Le palier est aussi le même que le précédent (SNH 528-1 TG), la charge maximale que peut supporter ce palier à 180° est de 530 KN (voir tableaux 36 en annexe) [23]

La charge $p_3 = 46,64 \text{ KN}$ est exercée à 180° ($p_3 < 530 \text{ KN}$ donc le choix est vérifié)

Le roulement est monté sur l'arbre par l'intermédiaire sur le même manchon de serrage du type H3128. [23]

III.9.2. Roulement du tambour d'inflexion :

On choisit un même type de roulement pour les 02 tambours d'inflexion

a) la charge dynamique équivalente :

Pour tambour de commande P_1 est égale à :

$$P_4 = \frac{R_4}{2} \times 3 = \frac{2999,4}{2} \times 3 = 44,99 \text{ kN}$$

b) On choisit un roulement de diamètre $d_{int} = 100 \text{ mm}$ et $d_{ext} = 200 \text{ mm}$ de référence 22222-E1-K+H322 dont la charge dynamique de base $c = 550 \text{ KN}$ [23]

c) La vitesse de rotation de tambours de commande $N_{tc} = 139,5 \text{ tour /mn}$

la durée de vie corrigé évolué

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h}$$

$$a_1 = 1$$

$$e_c = 0,8, C_u = 76 \text{ KN}, p = 44,99 \text{ KN}, v_1 = 63 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, v = 38 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, k = \frac{38}{63} = 0,6$$

Avec un rapport de viscosité < 1 et un facteur de pollution $e_c \geq 0,2$ on peut calculer avec la valeur $k = 1$ [22]

$$a_{\text{ISO}} = f \left[\frac{e_c \cdot C_u}{p}, k \right] = f \left[\frac{0,8 \times 76}{46,64}, 1 \right] = f [1,3, 1] = 1,4$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{p} \right)^m = \frac{16666}{139,5} \left(\frac{550}{44,99} \right)^{10/3} = 502820,32 \text{ heure}$$

$$\text{Donc : } L_{\text{nm}} = 1 \times 1,4 \times 502820,32 = 703948,45 \text{ heure.}$$

d) Pour ce roulement on adopte un palier en deux parties (corps et chapeau) en fonte, il s'agit du palier SNH 522. [23]

Le roulement est monté sur l'arbre par l'intermédiaire d'un manchon de serrage du type (H322), la charge maximale que peut supporter ce palier (voir tableaux 36 en annexe)

- 410 KN à 90°
- 310 KN à 120°

La charge p_4 exercée à 100° ($p_4 = 44,99 \text{ KN}$ donc le choix est vérifié)

III.9.3. Roulement du tambour de contrainte :

a) la charge dynamique équivalente :

Pour tambour de commande P_5 est égale à :

$$P_5 = \frac{R_5}{2} \times 3 = \frac{723,7}{2} \times 3 = 10,85 \text{ kN}$$

c) On choisit un roulement de diamètre $d_{\text{int}} = 80 \text{ mm}$ et $d_{\text{ext}} = 160 \text{ mm}$ de référence 22222-E1-K+H318 dont la charge dynamique de base $C = 345 \text{ KN}$

b) La vitesse de rotation du tambour de commande $n_t = 175,8 \text{ tours /mm}$

la durée de vie corrigé évolué

$$L_{\text{nm}} = a_1 \cdot a_{\text{ISO}} \cdot L_{10h}$$

$$a_1 = 1$$

$$e_c = 0,8, C_u = 52,5 \text{ KN}, p = 10,85 \text{ KN}, v_1 = 53 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, v = 45 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}, k = \frac{45}{53} = 0,83$$

Avec un rapport de viscosité < 1 et un facteur de pollution $e_c \geq 0,2$ on peut calculer avec la valeur $k = 1$ [21]

$$a_{ISO} = f \left[\frac{e_c \cdot C_u}{P}, k \right] = f \left[\frac{0,8 \times 52,5}{10,85}, 1 \right] = f [3,87, 1] = 10$$

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^m = \frac{16666}{175,8} \left(\frac{345}{10,85} \right)^{10/3} = 9655550,28 \text{ heure}$$

$$\text{Donc : } L_{nm} = 1 \times 10 \times 9655550,28 = 96555500,28 \text{ heure}$$

d) Pour ce roulement on adopte un palier en deux parties (corps et chapeau en fonte), il s'agit du palier SNH 318. La charge maximale que peut supporter ce palier (voir tableaux 36 en annexe) est :

- 340 KN à 90 °
- 250 KN à 120° [23]

La charge p_5 exercée à 100° ($p_5 = 10,85$ KN donc le choix est vérifié)

Les dimensions des paliers sont données au tableau 37 en annexe.

III.10. Calcul des clavettes :

III.10.1. Clavette du tambour de commande :

On utilise dans ce cas une clavette inclinée à talon .Celle ci permet de bloquer le tambour en translation et en rotation sur son arbre.

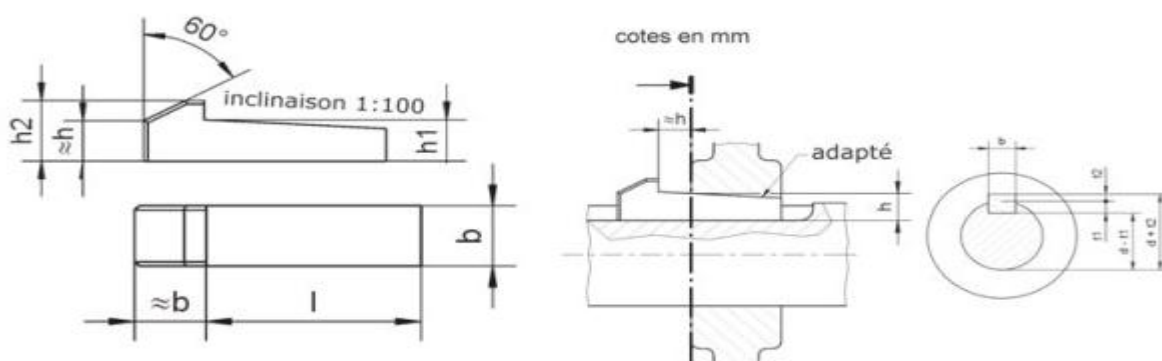


Figure III.16 : Dimensions de la clavette inclinées à talon

Pour un diamètre $d_m = 175$ mm on utilise une clavette inclinée a talon dont les dimensions sont les suivantes : (voir tableau 38 en annexe) [24]

$$\begin{aligned} b &= 45 \text{ mm} & \text{d'où :} & & b &: \text{ la largeur de clavette} \\ h &= 25 \text{ mm} & & & h &: \text{ hauteur de clavette} \end{aligned}$$

➤ **Détermination de la longueur de la clavette :**

a) Par la condition de non matage :

La condition de non matage est définie par la formule suivante :

$$\frac{v}{\frac{hL}{2}} \leq [P]_{\text{adm mat}} \quad \text{et} \quad v = \frac{2M_t}{d} \quad [25] \quad (\text{III.81})$$

$$[P]_{\text{adm mat}} : \text{pression admissible de matage} = 40 \text{ N/mm}^2 \quad [25]$$

$$\text{Donc : } l \geq \frac{4M_t}{h.d.[p]_{\text{adm mat}}} = \frac{4.(939,7 \cdot 10^4)}{25.175.40} = 214,78 \text{ mm} \quad [25] \quad (\text{III.82})$$

on admet : $l = 214,78 \text{ mm}$

b) Par la condition de non cisaillement :

$$[\tau]_{\text{adm cis}} \geq \tau = \frac{2M_t}{b.L.d} \quad [25] \quad (\text{III.83})$$

$$[\tau]_{\text{adm cis}} = \text{contrainte admissible de cisaillement} = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{donc : } l \geq \frac{2.M_t}{b.d.[\tau]_{\text{adm cis}}} = \frac{(2.939,7 \cdot 10^4)}{45.175.100} = 23,86 \text{ mm} \quad [25] \quad (\text{III.83})$$

on admet : $l = 23,86 \text{ mm}$ la longueur de clavette sera le supérieur donc on adopte une longueur de 215 mm

Vérification de la longueur maximum

$$l \leq 1,75 \dots 2 \times d \quad \text{d'où : } 215 \text{ mm} \leq 306,25 \dots 350 \text{ mm, le choix est vérifié [25]}$$

On donc un clavette inclinée à talon 45×25×215 10304525/001 [24]

III.10.2. Clavette des tambours de renvoi, de tension, et d'inflexion :

Les dimensions de la clavette pour des diamètres 140 mm et 145mm et 150mm sont les suivantes : (voir tableau 38 en annexe) [24].

$$b = 36 \text{ mm}$$

$$h = 20 \text{ mm}$$

Puisqu'il s'agit des tambours fous (qui ne transmettent pas de couple), le choix de la longueur de la clavette ne dépend d'aucune condition.

On adopte une longueur $l = 160 \text{ mm}$

On donc une clavette inclinée à talon 36×20×160 10303620 /001 [24]

III.10.3. Clavette du tambour de contrainte :

Les dimensions de clavette pour un diamètre $d = 100$ mm sont les suivant (voir le tableau 38 en annexe) [24].

$$b = 28 \text{ mm}$$

$$h = 16 \text{ mm}$$

On donc une clavette inclinée à talon 28×16×160 10302816 /001 [25].

CHAPITRE IV :

Choix du mécanisme d'entraînement

IV.1.Introduction :

Pour les convoyeur nécessitant des puissances allant jusqu'à 132, l'entraînement est assuré générale au niveau du tambour d'entraînement. [11]

IV.2.Choix du mécanisme du moteur

Le mécanisme d'entraînement du convoyeur comporte les éléments suivants :

- Un moteur électrique
- Un réducteur :

La vitesse de rotation du tambour étant inférieure à celle du moteur, on doit prévoir l'utilisation d'un réducteur qui compense cette différence.

- Les accouplements :

Le rôle est de transmettre le mouvement de rotation d'un arbre à un autre arbre coaxial avec le première

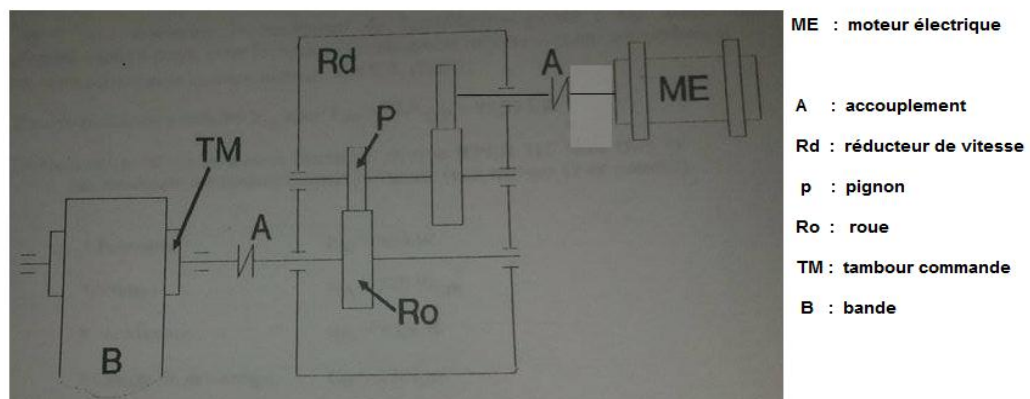


Figure IV.1 : Mécanisme d'entraînement d'un convoyeur

IV.2.1. Choix du moteur électrique :

Le moteur est déterminé à partir de la puissance minimale à installer qui est en fonction de la puissance totale absorbée. La puissance minimale à installer P_m s'exprime comme suit :

$$P_m > \frac{P}{\eta} \quad \text{Ou :} \quad [4] \quad (\text{IV.1})$$

p : puissance totale absorbée $p = 86,65 \text{ KW}$ (voir chapitre II)

On prend $\eta = 0,86$

Donc la puissance à installer P_m sera : $P_m > \frac{86,65}{0,86} = 100,75 \text{ kw}$

Le moteur électrique est choisi selon le catalogue "SERMES" de telle façon que sa puissance nominale soit supérieur ou égal à la puissance installée.

On choisie un moteur électrique asynchrone alimenté en courant triphasé.

D'après le catalogue "SERMES" le moteur choisit étant de type SM 2 -315M6.

Dont les caractéristiques sont les suivantes : (voir tableau 39a) [26]

Puissance : $p_m = 110 \text{ kw}$

Vitesse : $n_m = 1185 \text{ tr/mn}$

Facteur de puissance : $\cos \varphi = 84,5$

Rendement : $\eta_m = 95 \%$

Intensité : $A = 172 \text{ ampère}$

Couple de démarrage : $C_d = 1,7 \text{ kN.m}$

Couple maximal : $C_{\max} = 2,4 \text{ KN.m}$

Moment d'inertie : $J = 18,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 (j)$

Les dimensions du moteur électrique sont données au tableau 39b. [26]

On peut vérifier les différents couples donnés dans les caractéristiques par les formules suivantes :

Le couple nominale du moteur C_n est donné par : $C_n = \frac{P_m}{w}$ [4] (IV.2)

Où : w : représente la fréquence de rotation du tambour : $w = \frac{\pi \cdot n_m}{30}$ [4] (IV.3)

d'où : $C_n = \frac{30 \cdot P_m}{\pi \cdot n_m} = \frac{30 \cdot 110}{\pi \cdot 1185} = 0,88 \text{ kN.m} = 886,9 \text{ N.m} \approx 905 \text{ N.m}$ [4] (IV.4)

Le couple maximum est donné par : $C_{\max} = (1,8 \text{ à } 3,2) C_n$ [4] (IV.5)

donc : $C_{\max} = (1,59 \text{ kN.m à } 2,81 \text{ KN.m})$

Le couple minimum est donné par : $C_{\min} = 1,1 \cdot C_n$ [4] (IV.6)

Donc $C_{\min} = 1,1 \cdot 0,88 = 0,968 \text{ kN.m}$

Le couple de démarrage peut être déduit par la formule suivant :

$$C_d = (C_{\max} + C_{\min}) / 2 \quad [4] \quad (\text{IV.7})$$

$$\text{Donc} \quad C_d = \frac{(1,59 + 0,968)}{2} = (1,279 \text{ à } 1,889) \text{ kN.m}$$

IV.2.2. Choix de réducteur :

Pour connaître le choix de réducteur utilisé il faut connaître le rapport global de transmission :

$$i = \frac{n_m}{n_t} \quad [27] \quad (\text{IV.8}) \quad \text{ou} \quad n_m : \text{nombre de tours de moteur}$$

n_t : nombre de tours du tambour

$$\text{donc :} \quad i = \frac{1185}{87,89} = 13,482$$

Choix de réducteur :

$$\bullet \quad P_{k1} = \frac{P_m}{\eta} \quad [23] \quad (\text{IV.9}) \quad \text{où : } P_{k1} : \text{puissance d'entrés [KW]}$$

P_m : puissance minimal à installer

$$\text{Donc :} \quad P_{k1} = \frac{100,75}{0,955} = 105,49 \text{ KW}$$

$$\bullet \quad P_{k1} \times F_s < p_{n1} \quad [27] \quad (\text{IV.10}) \quad \text{où : } F_s : \text{facteur de service}$$

p_{n1} : puissance nominale de réducteur

$$F_s = 1,25 \text{ (voir tableau 40)} \quad [27]$$

$$\text{Donc :} \quad 105,49 \times 1,25 = 131,86 \text{ kw} < 135 \text{ kw}$$

La puissance du moteur étant à 110 kw, donc il faut choisir un réducteur qui peut transmettre cette puissance. On choisit un réducteur à deux étage dont $i = 14$, le type de réducteur est MC3RLHT 06 dont la puissance est de 135 kw (Voir tableau 41). [27]

Les dimensions de réducteur au tableau 42 [27].

Vérification du choix :

$$\frac{14 - 13,482}{13,482} \times 100 = 3,84 < 5 \% \quad [28] \quad (\text{IV.11})$$

IV.2.3. Choix des accouplements :

Dans cette partie, on va choisir un accouplement élastique pour ses avantages qui peut effectuer la transmission des grandes puissances. [29]

Raisons du choix :

- Pour notre application les accouplements élastiques répondent à nos besoins car :
 - Ils compensent les défauts d'alignements,
 - Ils absorbent la surcharge ce qui est utile surtout en démarrage,
 - Ils nécessitent un encombrement réduit,
 - Leur entretien est aisé.

La détermination d'un accouplement élastique nécessite la connaissance des paramètres suivants :

- Couple nominale à transmettre,
- Coefficient de sécurité – couple nominal de l'accouplement,
- Dimensions – encombrement,

Pour notre cas, il s'agit de la chaîne cinématique ci-dessous

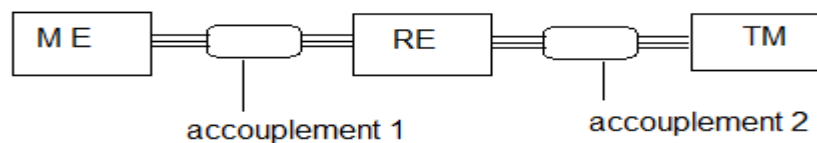


Figure IV.2 : Chaîne cinématique du convoyeur

IV.2.3.1. Accouplement 1 {Moteur → Réducteur} :

Premièrement, on doit déterminer le couple à transmettre puis le corriger en fonction de son état de service.

Le couple à transmettre est :

$$C_{nT} = \frac{9550 \cdot P_m}{n_m} \quad [29] \quad (IV.12)$$

Où :

P_m : puissance de moteur électrique [kw],

n_m : vitesse de rotation du moteur [tr /mn].

$$\text{donc : } C_{nT} = \frac{9550 \times 110}{1185} = 886,49 \text{ N.m}$$

D'après le catalogue PAULSTRA -VIBRACHOC pour les accouplements élastiques : [29]

$$K_1 = 1,2 \text{ (Machine réceptrice irrégulière / Inertie faible)}$$

$$K_2 = 1 \text{ (Un démarrage par heure)}$$

$$K_3 = 1,1 \text{ (8 à 16 heures de fonctionnement)}$$

Donc le coefficient de sécurité est : $K_0 = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1,1 \times 1,2 = 1,32$ [29] (IV.13)

Alors, le couple nominal d'accouplement est : $C_{nd1} = C_{nT} \times K_0$ [29] (IV.14)

$$\text{D'où : } C_{nd1} = 886,49 \times 1,32 = 1170,16 \text{ N.m}$$

On choisit un accouplement élastique de type " STRAFLEX 635105 " dont le couple nominal est de 1600 N.m (voir tableau 43a) [29]

IV.2.3.2. Accouplement 2 {Réducteur → tambour} :

$$C_{nd2} = C_{nd1} \times i \text{ [25] (IV.15)}$$

Ou : C_{nd2} : couple nominal de l'accouplement " 2 "

$$\text{AN : } C_{nd2} = 1170,16 \times 13,48 = 15773,75 \text{ N.m}$$

On choisit un accouplement élastique de type " RADIAFLEX 612416 " Dont le couple nominal est de 17500 N .m (voir tableau 43 b) [29].

Les dimensions des accouplement "1" et "2" sont données aux tableaux 36 a,b [29].

Conclusion générale

Pendant toute la durée de l'étude, on a essayé d'étudier en détail tous les organes principaux du convoyeur à bande. On a préféré utiliser des éléments normalisés ou préfabriqués afin de réduire au maximum le prix de revient de l'installation.

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

Le calcul de la charpente métallique peut faire l'objet d'un projet complémentaire. Il est nécessaire d'avoir de bonnes connaissances en construction métallique et en science de la nature du sol.

Une étude plus approfondie nous permettra d'avoir la possibilité d'augmenter son débit (une auge à plusieurs rouleaux, augmenter la vitesse etc....) et par conséquent modifier tous les paramètres qui en découlent.



ANNEXES

Annexes

Tableau 1 : Angles de talutage, d'éboulement et écoulement du produit [11]

Fluidité					
très élevée		élevée		faible	
Angle de talutage β					
5°	10°	20°	25°	30°	B

Angle d'éboulement					
0-19°	20-29°	30-34°	35-39°	40° et plus	d'autres
Caractéristiques des produits					
Dimensions uniformes, particules rondes, de très petite taille. Très humides ou très secs, tels que sable sec, silice, ciment, poussière de calcaire humide, etc.	Particules partiellement rondes, secs et lisses. Poids moyen comme par ex. céréales, graines et fèves.	Produit irrégulier, granulats de poids moyen, tels que par ex. anthracite, argile, etc.	Produits ordinaires, tels que par ex. charbon bitumineux et la plupart des minerais, etc.	Produits irréguliers, visqueux, fibreux dont l'état tend à se détériorer pendant la manutention, tels que par ex. copeaux de bois, produits dérivés de la canne à sucre, sable de fonderie, etc.	On peut inclure ici des produits présentant diverses caractéristiques telles que celles indiquées dans le Tab. 2 ci-dessous.

Tableau 3 : Vitesses maximales conseillées [11]

Granulométrie		Vitesse max.			
dimensions max.		A	B	C	D
homogène jusqu'à mm	mélangé jusqu'à mm	m/s			
50	100	2.5	2.3	2	1.65
75	150				
125	200	3	2.75	2.38	2
170	300	3.5	3.2	2.75	2.35
250	400	4	3.65	3.15	2.65
350	500				
400	600	4.5	4	3.5	3
450	650				
500	700	5	4.5	3.5	3
550	750				
600	800	6	5	4.5	4

A : Masse volumique de 0.5 ÷ 1,0 t/m³ - **C :** Masse volumique de 1.5 ÷ 2 t/m³

B : Masse volumique de 1.0 ÷ 1.5 t/m³ - **D :** Masse volumique plus de 2 t/m³

Annexes

Tableau 2 : Propriétés physiques des produits [11]

Type	Masse volumique moyenne qs		Angle d'éboulement	Abrasivité	Corrosivité
	t/m ³	lbs. / Cu.Ft			
Alumine	0,80-1,04	50-65	22°	C	A
Amiante, minéral ou roche	1,296	81	-	C	A
Anthracite	0,96	60	27°	B	A
Ardoise, de 40 mm à 80 mm	1,36-1,52	85-95	-	B	A
Ardoise, poussière	1,12-1,28	70-80	35°	B	A
Argile, sèche, en morceaux	0,96-1,20	60-75	35°	C	A
Argile, sèche, fine	1,60-1,92	100-120	35°	C	A
Asphalte broyé jusqu'à 13 mm	0,72	45	-	A	A
Asphalte, liant pour revêtement routier	1,28-136	80-85	-	A	B
Calcaire broyé	1,36-1,44	85-90	35°	B	A
Calcaire riche en argile (voir calcaire)	1,60-1,76	100-110	-	B	A
Canne à sucre, coupée	0,24-0,29	15-18	50°	B	A
Caoutchouc, granulés	0,80-0,88	50-55	35°	A	A
Caoutchouc, récupération	0,40-0,48	25-30	32°	A	A
Carbonate de baryum	1,152	72	-	A	A
Carborundum, jusqu'à 80	1,6	100	-	C	A
Carbure de calcium	1,12-1,28	70-80	-	B	B
Cendres de charbon mouillées jusqu'à 80 mm	0,72-0,80	45-50	50°	B	P
Cendres de charbon sèches jusqu'à 80 mm	0,56-0,64	35-40	40°	B	A
Charbon bitumineux, 50 mesh	0,80-0,86	50-54	45°	A	B
Charbon bitumineux, tout-venant	0,72-0,88	45-55	38°	A	B
Charbon de bois	0,29-0,40	18-25	35°	A	A
Chaux broyée jusqu'à 3 mm	0,96	60	43°	A	A
Chaux hydratée jusqu'à 3 mm	0,64	40	40°	A	A
Chaux hydratée pulvérisée	0,51-0,64	32-40	42°	A	A
Chlorure de magnésium	0,528	33	-	B	-
Chlorure de potassium, pellets	1,92-2,08	120-130	-	B	B
Ciment Portland, aéré	0,96-1,20	60-75	36°	B	A
Clinker	1,20-1,52	75-95	30-40°	C	A
Coke de pétrole calciné	0,56-0,72	35-45	-	A	A
Coke, en vrac	0,37-0,56	23-35	-	C	B
Concentré de zinc	1,20-1,28	75-80	-	B	A
Copeaux d'acier	1,60-2,40	100-150	-	C	A
Copeaux d'aluminium	0,11-0,24	7-15	-	B	A
Copeaux de bois	0,16-0,48	10-30	-	A	A

Annexes

Tableau 4 : Coefficient d'inclinaison k en fonction de l'angle d'inclinaison [11]

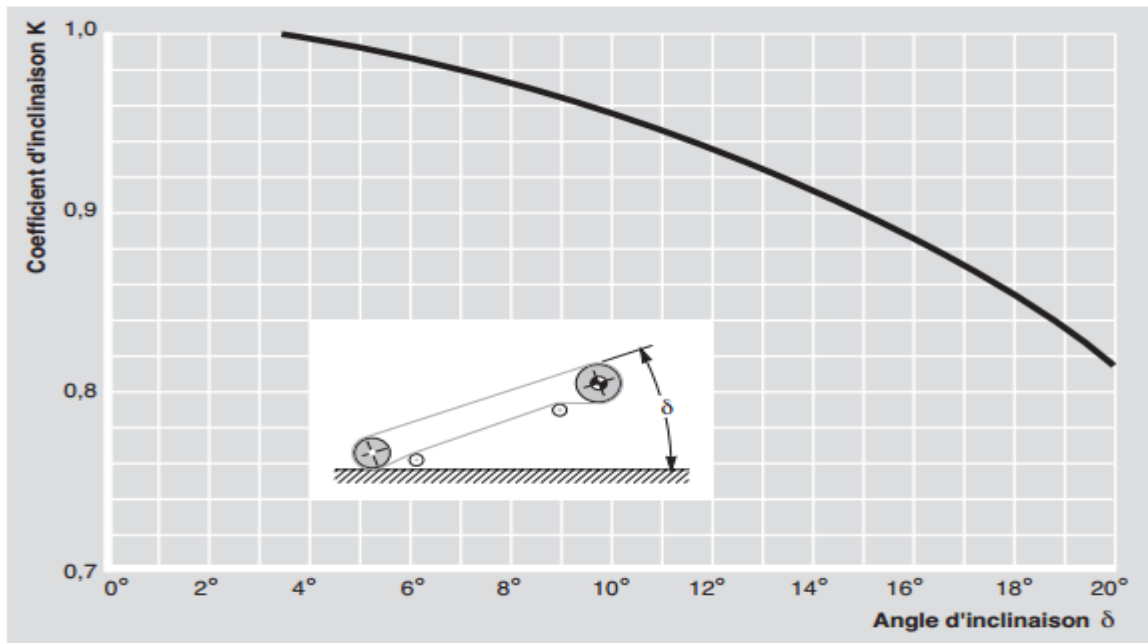


Tableau 5 : Coefficient de correction k_1 (nature de l'alimentation du convoyeur) [11]

	k_1
Alimentation régulière	1
Alimentation irrégulière	0,95
Alimentation plutôt irrégulière	0,80 \Rightarrow 0,90

Annexes

Tableau 6 : Le débit volume théorique I_{VT} [11]

Tab. 5c - Débit-volume

avec stations-supports en auge à 3 rouleaux

Largeur de la bande mm	Angle de talutage β	I_{VT} 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
1000	5°	227.1	263.8	296.2	322.9	368.6
	10°	281.1	315.3	345.6	368.6	408.6
	20°	394.9	425.5	450.7	469.8	494.6
	25°	444.9	483.8	506.5	522.0	541.0
	30°	523.4	548.6	569.1	580.6	594.0
1200	5°	335.8	389.8	438.1	477.0	545.0
	10°	415.0	465.4	510.1	543.9	602.6
	20°	581.7	627.1	664.2	692.6	728.2
	25°	655.2	712.8	745.9	768.9	795.9
	30°	770.4	807.4	837.7	855.0	873.3
1400	5°	465.8	540.7	606.9	661.3	753.8
	10°	574.9	644.7	706.3	753.4	834.1
	20°	804.9	867.6	918.7	957.9	1006.9

Annexes

Tableau 7: Diamètre recommandé pour les rouleaux [11]

Largeur de la bande mm	Pour une vitesse								
	≤ 2 m/s Ø rouleau mm			2 ÷ 4 m/s Ø rouleau mm			≥ 4 m/s 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		

On aurait pu indiquer d'autres diamètres, lorsque le choix est fait en fonction de la granulométrie du produit et de la dureté des conditions de travail.

tableau 8 : Ecartement maximal préconisé entre les stations-supports [11]

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

Annexes

Tableau 9 : La longueur de transition en fonction de la largeur de la bande [11]

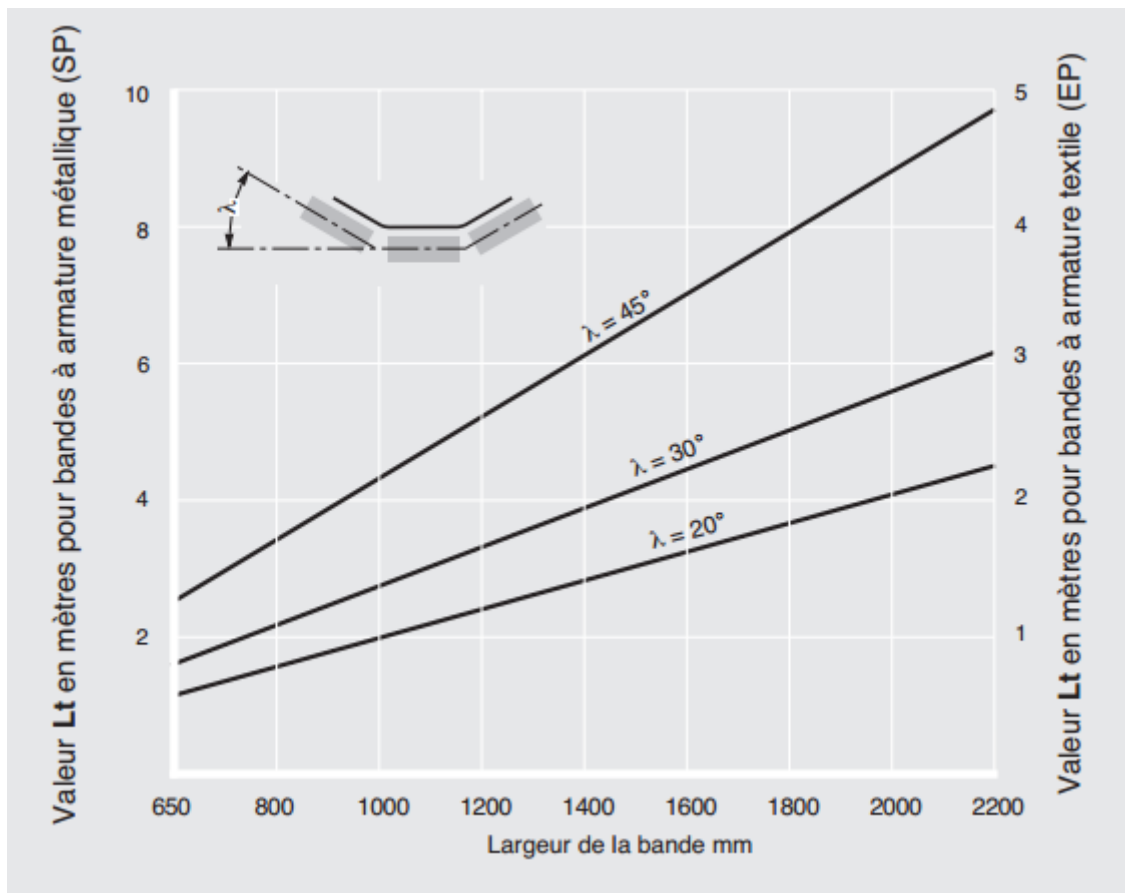


Tableau 10 : Poids de l'armature de la bande q_{bn} [11]

Force de rupture de la bande N/mm	Bande à armature textile (EP) Kg/m ²	Bande à armature métallique (ST) Kg/m ²
200	2.0	-
250	2.4	-
315	3.0	-
400	3.4	-
500	4.6	5.5
630	5.4	6.0
800	6.6	8.5
1000	7.6	9.5
1250	9.3	10.4
1600	-	13.5
2000	-	14.8
2500	-	18.6
3150	-	23.4

Les poids sont donnés pour des bandes à armature textile ou métallique par rapport à leur classe de résistance.

Annexes

Tableau 11 : Gammes standards des bandes résistantes à l'usure [13]

Type de bandes	Epaisseur des revêtements, mm		Epaisseur totale (approx.) mm	Poids (approx.) kg/m ²	Largeur de bande
	Supérieur	Inférieur			
EP 160/2	2	1	4.6	5.6	300 - 1300
EP 200/2	2	1.5	5.6	6.4	300 - 1400
EP 250/2*	2	1	6	7.4	400 - 600
EP 250/2	3	1	6.3	7.7	400 - 1600
EP 250/2	3	1.5	6.8	8	400 - 1400
EP 315/2	4	1.5	7.9	9.4	500 - 1600
EP 315/3	3	1.5	7.3	8.2	800
EP 400/2	3	1	6.7	8.5	650 - 1600
EP 400/2	5	1.5	9.4	11.3	650 - 1600
EP 400/3	3	1	6.8	8.2	400 - 1000
EP 400/3	4	2	8.8	10.4	500 - 1200
EP 500/3	5	1.5	9.4	11.1	600 - 1600
EP 500/4	3	1	7.8	9.4	1000 - 1200
EP 500/4	4	2	9.8	11.6	1200 - 1400
EP 500/4	5	2	10.8	12.8	650 - 1000
EP 500/4	6	2	11.8	13.9	800

Tableau 12 : Coefficient de participation F_p [11]

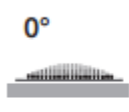
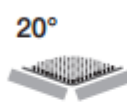
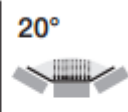
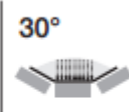
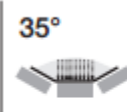
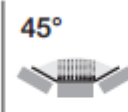


0°	20°	20°	30°	35°	45°	30°-45°	60°
							
1.00	0.50	0.60	0.65	0.67	0.72	- 0.52 - 0.60	0.47
						rouleau central plus court	guirlande à 5 rouleaux

Tableau 13 : Coefficient de choc F_d [11]

Granulométrie du produit	Vitesse de la bande m/s						
	2	2.5	3	3.5	4	5	6
0 ÷ 100 mm	1	1	1	1	1	1	1
100 ÷ 150 mm	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.13	1.18
150 ÷ 300 mm en couches de produit fin	1.04	1.06	1.09	1.12	1.16	1.24	1.33
150 ÷ 300 mm sans couches de produit fin	1.06	1.09	1.12	1.16	1.21	1.35	1.5
300 ÷ 450 mm	1.2	1.32	1.5	1.7	1.9	2.3	2.8

Annexes

Tableau 14 : Coefficient d'utilisation [11]

Durée de vie	Fs
Moins de 6 heures par jour	0.8
De 6 à 9 heures par jour	1.0
De 10 à 16 heures par jour	1.1
Plus de 16 heures par jour	1.2

Tableau 15 : Coefficient lié à l'environnement [11]

Conditions	Fm
Maintenance propre et régulière	0.9
Présence de produit abrasif ou corrosif	1.0
Présence de produit très abrasif ou corrosif	1.1

Tableau 16 : Coefficient de vitesse F_V [11]

Vitesse de la bande m/s	Diamètre des rouleaux mm						
	60	76	89-90	102	108-110	133-140	159
0.5	0.81	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
1.0	0.92	0.87	0.85	0.83	0.82	0.80	0.80
1.5	0.99	0.99	0.92	0.89	0.88	0.85	0.82
2.0	1.05	1.00	0.96	0.95	0.94	0.90	0.86
2.5			1.01	0.98	0.97	0.93	0.91
3.0			1.05	1.03	1.01	0.96	0.92
3.5					1.04	1.00	0.96
4.0					1.07	1.03	0.99
4.5					1.14	1.05	1.02
5.0					1.17	1.08	1.00

Tableau 17: Les dimensions du rouleau pour station support supérieur [11]

Ø 108 N

Roulement 6205
(25 X 52 X 15)

d = 25
ch = 18
s = 3,5
e = 4
g = 12

bande	rouleau											
	largeur mm			dimensions mm		poids Kg		capacité de charge daN				
configurations	B C A			parties tournantes total		vitesse de la bande m/s						
						1	1.5	2	2.5	3	3.5	
	500	200	208	232	2.7	3.6	293	256	232	216	203	193
	650	250	258	282	3.2	4.3	293	256	232	216	203	193
	500 800	315	323	347	3.8	5.1	293	256	232	216	203	193
	650 1000	380	388	412	4.4	6.0	293	256	232	216	203	193
	800 1200	465	473	497	5.1	7.0	293	256	232	216	203	193
	1400	530	538	562	5.7	7.9	293	256	232	216	203	193
	500 1000 1600	600	608	632	6.4	8.8	293	256	232	216	203	193
	1200	700	708	732	7.3	10.1	293	256	232	216	203	193
	650	750	758	782	7.7	10.7	293	256	232	216	203	193
	1400	800	808	832	8.2	11.4	293	256	232	216	203	193
	1600	900	908	932	9.1	12.6	293	256	232	216	203	193
	800	950	958	982	9.5	13.3	293	256	232	216	203	193
	1000	1150	1158	1182	11.3	15.9	249	249	232	216	203	193
	1200	1400	1408	1432	13.6	19.1	205	205	205	205	203	193

Annexes

Tableau 18 : Les dimensions du rouleau pour station support inférieur [11]

Ø 108 N

Roulement 6204
(20 X 47 X 14)

d = 20
ch = 14
s = 3,5
e = 4
g = 9

bande		rouleau											
largeur mm		dimensions mm			poids Kg		capacité de charge daN						
configurations		B	C	A	parties		vitesse de la bande m/s						
					tournantes	total	1	1.5	2	2.5	3	3.5	
400		160	168	186	2.3	2.7	191	167	152	141	133	126	
300	500	200	208	226	2.6	3.2	191	167	152	141	133	126	
400	650	250	258	276	3.1	3.8	191	167	152	141	133	126	
500	800	315	323	341	3.7	4.5	191	167	152	141	133	126	
300	650	1000	380	388	406	4.3	5.3	191	167	152	141	133	126
800	1200	465	473	491	5.0	6.2	191	167	152	141	133	126	
400		500	508	526	5.3	6.6	191	167	152	141	133	126	
	1400	530	538	556	5.6	7.0	191	167	152	141	133	126	
500	1000	600	608	626	6.2	7.8	191	167	152	141	133	126	
	1200	700	708	726	7.1	8.9	170	167	152	141	133	126	
650		750	758	776	7.6	9.5	158	158	152	141	133	126	
	1400	800	808	826	8.1	10.1	147	147	147	141	133	126	
800		950	958	976	9.4	11.8	123	123	123	123	123	123	
1000		1150	1158	1176	11.2	14.1	101	101	101	101	101	101	
1200		1400	1408	1426	13.5	17.0	82	82	82	82	82	82	

Tableau 19 : Choix de la station support supérieur [11]

largeur de la bande mm	type de traverse et diamètre des rouleaux adaptés										
	A2 S-20° Ø 60x110 Kg		A3 L-30° Ø 76x110		A3 M-30° Ø 89x110 Ø 133x140		A3P-30° Ø 89x108 Ø 108x133 Ø 133x159			A3 S-35° Ø 133 Ø 159 Ø 194	
300	338										
400	286	286									
500	205	247	247	247	247						
650	167	205	205	205	205						
			354	354							
800	167	167	289	289	289	289	289	289	289	289	
			460	460	460	460	460	460	460	460	
1000			244	244	244	244	244	244	244	244	
			388	388	388	388	388	388	388	388	
				581	581	581	581	581	581	581	
1200			204	204	204	204	204	204	204	204	
			325	325	325	325	325	325	325	325	
				487	487	487	487	487	487	487	
							634	634	634	634	

Annexes

Tableau 20 : Dimensions de la station support supérieur [11]

Code	bande		rouleau			traverse					Poids sans rouleaux Kg
	largeur mm	Ø mm	C	ch	capacité Kg	H mm	K _{max}	Q	E		
A3 P 1/5A	800	89 - 108	323	14	289	133	347	1090	1150	11.5	
A3 P 2/5B					460	140	355	1090	1150	13.6	
A3 P 1/5E	1000	89 - 108	388	14	244	133	380	1290	1350	12.7	
A3 P 2/5F					388	140	387	1290	1350	15.3	
A3 P 1/5K	1200	89 - 108	473	14	204	133	422	1540	1600	14.4	
A3 P 2/5L					325	140	429	1540	1600	17.3	
A3 P 3/5C	800	133	323	14 - 18 - 22	289	153	380	1090	1150	12.9	
A3 P /50					460	160	388	1090	1150	15.0	
A3 P 3/5G	1000	133	388	14 - 18 - 22	244	153	413	1290	1350	15.5	
A3 P 4/5H					388	160	420	1290	1350	18.1	
A3 P /52	1200	133	473	14 - 18 - 22	581	168	428	1290	1350	21.0	
A3 P 3/5M					204	153	455	1540	1600	17.3	
A3 P 4/5N	1400	133	538	18 - 22	325	160	462	1540	1600	20.3	
A3 P /54					487	168	470	1540	1600	23.7	
A3 P 1/5R	1400	18 - 22	538	18 - 22	288	160	496	1740	1800	22.1	
A3 P 2/5S					431	168	503	1740	1800	26.1	
A3 P /56	1600	18 - 22	608	18 - 22	561	176	511	1740	1800	28.3	
A3 P 1/5V					387	168	538	1940	2000	28.3	
A3 P /58	503	176	546	1940	2000	30.7					

Tableau 21 : Dimensions de patte de fixation [11]

bande largeur mm	rouleau			H		Q	Poids 2 pattes sans rouleaux Kg	
	Ø mm	C	ch	SPT 1478 mm	SPT 1490 mm		SPT 1478 Kg	SPT 1490 Kg
300	SPT 1478: 60 + 133 SPT 1490: 60 + 180	388	14-17 14-18-22	70	100	520	0.7	1.5
400				70	100	640	0.7	1.5
500				70	100	740	0.7	1.5
650				70	100	890	0.7	1.5
800				70	100	1090	0.7	1.5
1000				70	100	1290	0.7	1.5
1200				70	100	1540	0.7	1.5
1400				70	100	1740	0.7	1.5

Tableau 22 : Coefficient de résistance fixe [11]

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

Annexes

Tableau 23 : Coefficient de résistance passive en fonction de la température [11]

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

Tableau 24 : Coefficient des frottements internes [11]

Convoieur à bande horizontal montant et descendant légèrement	vitesse m/s					
	1	2	3	4	5	6
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne standard	0,0160	0,0165	0,0170	0,0180	0,0200	0,0220
Pièces tournantes et produit présentant un frottement interne élevé dans des conditions d'exploitation difficiles	de 0,023 à 0,027					
Pièces tournantes d'un convoieur présentant une déclivité avec un frein moteur et/ou un générateur	de 0,012 à 0,016					

Tableau 25 : Poids des parties tournantes des stations-suppports (supérieur et inférieur) [11]

Largeur de la bande mm	Diamètre du rouleau mm									
	89		108		133		159		194	
	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri
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				
1200			20.3	15.7	26.7	20.7	—			
1400					29.2	23.2	—			
1600					31.8	25.8	—			
1800							47.2	38.7	70.5	55.5
2000							50.8	42.2	75.3	60.1
2200							—	—	—	—

Annexes

Tableau 26 : Coefficient d'enroulement C_w [11]

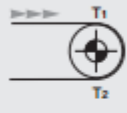
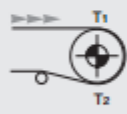
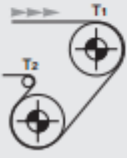
Configuration de l'entraînement	Arc d'enroulement α	Dispositif de reprise de tension à contrepoids		Dispositif de reprise de tension à vis	
		tambour non caoutchouté	tambour caoutchouté	tambour non caoutchouté	tambour caoutchouté
	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
	200°	0.72	0.42	1.00	0.75
	210°	0.66	0.38	0.95	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	-	-

Tableau 27 : Diamètre recommandé par le constructeur [11]

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

Annexes

Tableau 28 : Dimensions normalisées des tambours [17]

Largeur de courroie N	Longueur virole B	Diamètre tambour Ø D	Diamètre paliers Ø D2	G	C	Diamètre réducteur Ø D4	
1200	1400	250	50	1695	1835		
			65	1715	1885		
			80	1745			
		315	65	1715	1885		
			80	1745	1935		
			100	1771	1991		
		400	65	1715	1885		
			80	1745	1935		
			100	1771	1991		
		500	125	1807	2057		
			80	1745	1935		
			100	1771	1991		
		125	1807	2057		120	

Tableau 29 : Caractéristique mécanique des matériaux [19]

Matière	Dureté exprimée en Brinell (HB)	Résistance à la rupture (Rm) exprimée en MPa	Résistance à la rupture (Rm) exprimée en KgF/mm ²	Limite élastique (Re) exprimée en MPa	Allongement (A) exprimée en %
C22		410	40	210	25
C35		520	50	270	19
C40		580	60	305	16
35NCD16 recuit		800	80	600	9
42CD4T		900-1100	90	650	12
ETG 100	300	1000	100	870	12
30CND8T	350	1100-1300	110	900	10
TOLE HARDOX 400	400 (valeur indicative)	1300	130	1150	12
TOLE HARDOX 450	450 (valeur indicative)	1400	140	1200	10
CUSN12	90	270	30	150	5
Titane TA6V		900-1100	90	830	10

Tableau 30 : Détermination de K_t pour un arbre avec épaulement [20]

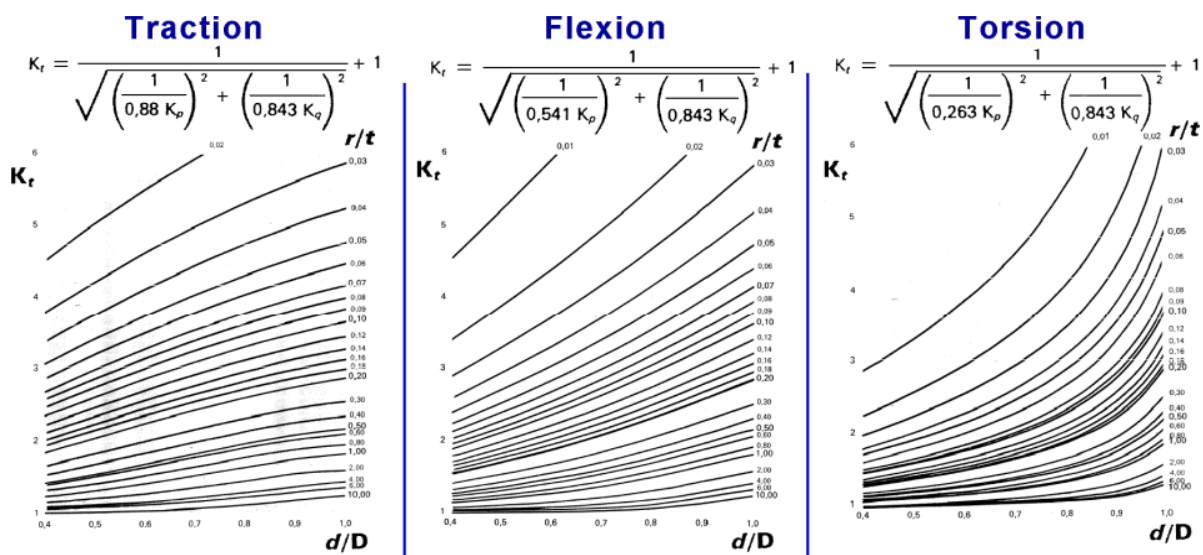
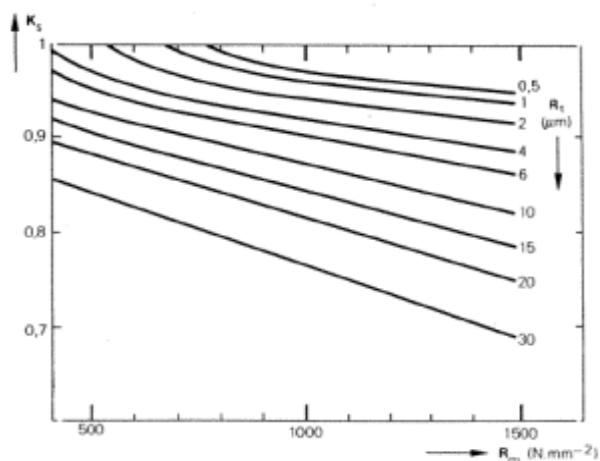


Tableau 31 : Table de détermination du gradient de contrainte (CETIM) [20]

Sollicitations	Types de pièces	X (mm^{-1})
TRACTION		$\frac{2}{r}$
FLEXION		$\frac{2}{r} + \frac{2}{d}$
		$\frac{2}{r} + \frac{4}{d \cdot D}$
TORSION		$\frac{1}{r} + \frac{2}{d}$
		$\frac{1}{r} + \frac{4}{d \cdot D}$
FLEXION		$\frac{4}{r}$
TORSION		$\frac{3}{r}$

Tableau 32 : Détermination de K_s (CETIM) [20]



Annexes

Tableau 33 : Table de détermination des paramètres pour le calcul de σ_{Dp} (CETIM) [20]

Classe acier (R_m en $N \cdot mm^{-2}$)	a	b
$R_m \geq 1\ 400$	100/3	655
$1\ 200 < R_m < 1\ 400$	110/3	585
$1\ 000 < R_m < 1\ 200$	120/3	520
$900 < R_m < 1\ 000$	130/3	465
$800 < R_m < 900$	130/3	430
$700 < R_m < 800$	135/3	390
$600 < R_m < 700$	135/3	335
$500 < R_m < 600$	140/3	295
$400 < R_m < 500$	140/3	245
$R_m < 400$	140/3	195
Classe acier moulé (R_m en $N \cdot mm^{-2}$)	a	b
$350 < R_m < 500$	140/3	180
$R_m < 350$	140/3	135

Tableau 34 : Facteur de correction de durée a_1 [21]

Fiabilité %	Durée de vie corrigée évoluée L_{nm}	Facteur de correction de la durée a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0,64
96	L_{4m}	0,55
97	L_{3m}	0,47
98	L_{2m}	0,37
99	L_{1m}	0,25
99,2	$L_{0,8m}$	0,22
99,4	$L_{0,6m}$	0,19
99,6	$L_{0,4m}$	0,16
99,8	$L_{0,2m}$	0,12
99,9	$L_{0,1m}$	0,093
99,92	$L_{0,08m}$	0,087
99,94	$L_{0,06m}$	0,08
99,95	$L_{0,05m}$	0,077

Annexes

Tableau 35 : Facteur de correction e_c [21]

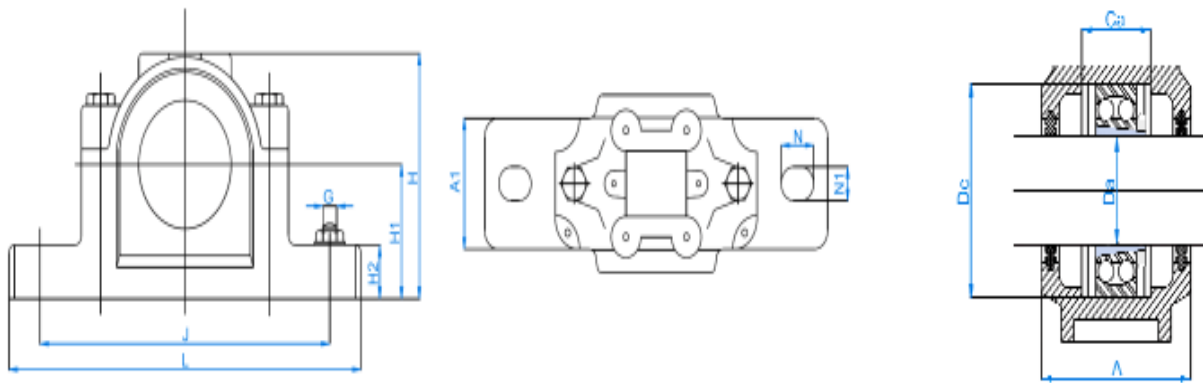
Impuretés dans le roulement	Facteur de correction e_c	
	$d_M < 100 \text{ mm}^{1)}$	$d_M \geq 100 \text{ mm}^{1)}$
Propreté maximale <input type="checkbox"/> dimension de particule inférieure à l'épaisseur du film <input type="checkbox"/> conditions de laboratoire	1	1
Grande propreté <input type="checkbox"/> huile avec filtration très fine <input type="checkbox"/> roulements avec étanchéités et graissés	0,8 à 0,6	0,9 à 0,8
Propreté normale <input type="checkbox"/> huile avec filtration fine	0,6 à 0,5	0,8 à 0,6
Légères souillures <input type="checkbox"/> légères souillures dans l'huile	0,5 à 0,3	0,6 à 0,4
Souillures typiques <input type="checkbox"/> roulement contaminé par l'usure d'autres éléments de la machine	0,3 à 0,1	0,4 à 0,2
Souillures importantes <input type="checkbox"/> environnement du roulement très sale <input type="checkbox"/> étanchéité du roulement insuffisante	0,1 à 0	0,1 à 0
Souillures très importantes	0	0

Tableau 36 : Résistance mécanique des paliers [23]

série	Charges de rupture de la fonte (kN)						
	P 0*	P 55*	P 90*	P 120*	P 150*	P 180*	P a
SHN 505	100	155	95	70	60	80	52
SHN 506	130	170	100	80	65	85	55
SHN 507	140	190	115	85	80	95	60
SHN 508	150	215	130	95	85	110	70
SHN 509	160	230	140	100	90	115	75
SHN 510	170	265	155	120	110	130	85
SHN 511	210	275	170	125	115	140	90
SHN 512	210	300	180	130	120	150	100
SHN 513	270	340	205	150	130	170	110
SHN 515	290	410	250	185	160	205	135
SHN 516	350	430	260	190	175	215	140
SHN 517	370	480	290	205	190	240	155
SHN 518	430	550	340	250	215	275	180
SHN 519	450	580	350	260	230	290	190
SHN 520	470	620	370	280	250	310	200
SHN 522	600	680	410	310	275	340	220
SHN 524	800	790	470	350	320	400	260
SHN 526	900	900	540	410	360	450	295
SHN 528	1000	1050	630	470	430	530	345
SHN 530	1100	1200	730	540	480	600	390

Annexes

Tableau 37 : Dimensions des paliers [23]



Références	Dimensions (mm)											Ref. du Roult.	Charge de base* (KN)		Vitesse limite (tr/mn)		Poids (kg)
	Da	A	A1	H	H1	H2	J	L	N	N1	G		Dyn.	Stat.	Graisse	huile	
	SNH 518-1 TG													1218 K	57,5	23,5	
SNH 518-2 TG	80	140	100	193	100	35	290	345	28	22	20	2218 K	70,5	28,7	3600	4300	
SNH 518-3 TG												22218 K	292	375	2400	3000	
SNH 519-1 TG												1219 K	64	27,1	3400	4100	13,7
SNH 519-2 TG	85	145	100	210	112	35	290	345	28	22	20	2219 K	84	34,5	3400	4000	
SNH 519-3 TG												22219 K	330	425	2200	2800	
SNH 520-1 TG												1220 K	69,5	29,7	3200	3900	17,6
SNH 520-2 TG												2220 K	94,5	38,5	3200	3800	
SNH 520-3 TG	90	160	110	215	112	40	320	380	32	26	24	22220 K	375	490	2200	2700	
SNH 520-4 TG												23220 K	420	605	1600	2000	
SNH 522-1 TG												1222 K	89	38,5	2800	3400	22
SHN 522-2 TG												2222 K	125	51,5	2800	3400	
SHN 522-3 TG	100	175	120	239	125	45	350	410	32	26	24	22222 K	475	635	1900	2400	
SHN 522-4 TG												23222 K	515	760	1500	190	
SNH 528-1 TG												22228 K	645	940	1400	1700	40
SNH 528-2 TG	125	205	150	302	150	50	420	500	42	35	30	23228 K	835	1300	1100	1500	

Annexes

Tableau 38 : Dimensions des clavettes [24]

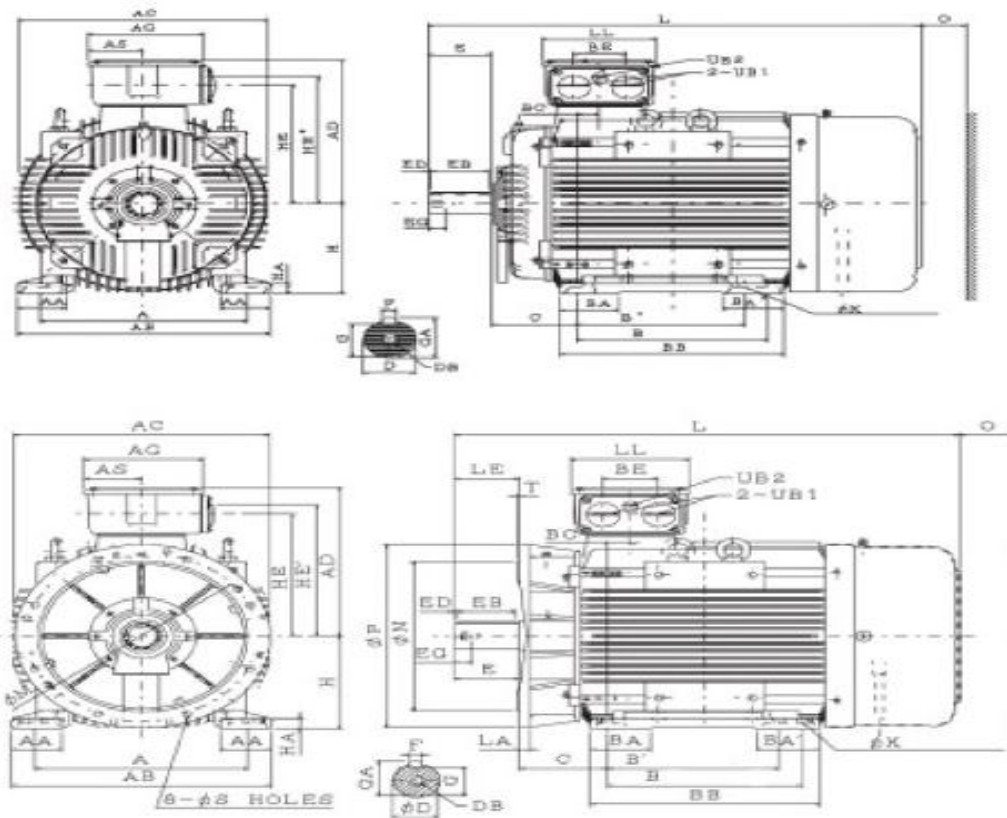
Réf. ⁴⁾	Largeur de clavette b h9	Hauteur de clavette h	Pour diamètre d'arbre d ¹⁾		Hauteur de clavette		Hauteur de talon h2	Largeur de rainure b D10	Profondeur de rainure arbre		Profondeur de rainure dans moyeu		Biais/ arrondi r1		Arrondi du fond de rainure r2		Longueur mm l ³⁾		
			au-dessus	jus-qu'à	h1	tol. adm.			t1 ²⁾	tol. adm.	t2 ²⁾	tol. adm.	min.	max.	max.	min.	de	à	tol. adm.
10 30 0404 /001	4	4	10	12	4,1		7	4	2,5		1,2		0,16	0,25	0,16	0,08	14	45	
10 30 0505 /001	5	5	12	17	5,1	-0,1	8	5	3	+0,1	1,7	+0,1	0,25	0,4	0,25	0,16	14	56	-0,2
10 30 0606 /001	6	6	17	22	6,1		10	6	3,5		2,2		0,25	0,4	0,25	0,16	16	70	-0,3
10 30 0807 /001	8	7	22	30	7,2		11	8	4		2,4		0,25	0,4	0,25	0,16	20	90	-0,2
10 30 1008 /001	10	8	30	38	8,2		12	10	5		2,4		0,4	0,6	0,4	0,25	25	110	-0,5
10 30 1208 /001	12	8	38	44	8,2		12	12	5		2,4		0,4	0,6	0,4	0,25	32	140	
10 30 1409 /001	14	9	44	50	9,2		14	14	5,5		2,9		0,4	0,6	0,4	0,25	40	160	
10 30 1610 /001	16	10	50	58	10,2		16	16	6		3,4		0,4	0,6	0,4	0,25	45	180	
10 30 1811 /001	18	11	58	65	11,2	-0,2	18	18	7	+0,2	3,4	+0,2	0,4	0,6	0,4	0,25	50	200	-0,3
10 30 2012 /001	20	12	65	75	12,2		20	20	7,5		3,9		0,6	0,8	0,6	0,4	56	220	-0,5
10 30 2214 /001	22	14	75	85	14,2		22	22	9		4,4		0,6	0,8	0,6	0,4	63	250	
10 30 2514 /001	25	14	85	95	14,2		22	25	9		4,4		0,6	0,8	0,6	0,4	70	280	
10 30 2816 /001	28	16	95	110	16,2		25	28	10		5,4		0,6	0,8	0,6	0,4	80	320	
10 30 3218 /001	32	18	110	130	18,3		28	32	11		6,4		0,6	0,8	0,6	0,4	90	360	
10 30 3620 /001	36	20	130	150	20,4		32	36	12		7,1		1	1,2	1	0,7	100	400	
10 30 4022 /001	40	22	150	170	22,4		36	40	13		8,1		1	1,2	1	0,7	110	400	-0,5
10 30 4525 /001	45	25	170	200	25,4		40	45	15		9,1		1	1,2	1	0,7	125	400	
10 30 5028 /001	50	28	200	230	28,4		45	50	17		10,1		1	1,2	1	0,7	140	400	
10 30 5632 /001	56	32	230	260	32,5	-0,3	50	56	20	+0,3	11,1	+0,3	1,6	2	1,6	1,2			
10 30 6332 /001	63	32	260	290	32,5		50	63	20		11,1		1,6	2	1,6	1,2			
10 30 7036 /001	70	36	290	330	36,5		56	70	22		13,1		1,6	2	1,6	1,2			
10 30 8040 /001	80	40	330	380	40,5		63	80	25		14,1		2,5	3	2,5	2			
10 30 9045 /001	90	45	380	440	45,6		70	90	28		16,1		2,5	3	2,5	2			
10 30 0050 /001	100	50	440	500	50,6		80	100	31		18,1		2,5	3	2,5	2			

Tableau 39 a : Caractéristiques du moteur électrique [26]

Type	Puissance	Vitesse	Cos φ	Rendement*			Intensité	Courant de démarrage	Couple nominal	Couple démarrage	Couple max.	Moment d'inertie	Pression sonore	Masse
	Power	Speed	Cos φ	Efficiency*			Current	Starting current	Torque	Starting torque	Max torque	Moment of inertia	Noise level	Weight
	Leistung	Drehzahl	Cos φ	Wirkungsgrad*			Strom	Anlaufstrom	Drehmoment	Anlaufmoment	Kippmoment	Trägheitsmoment	Schall-druckpegel	Gewicht
	kW	min ⁻¹	4/4	4/4	3/4	2/4	A (460V)	Id/In	Nm	Cd/Cn	Cm/Cn	kgm ² (J)	dB (A)**	kg
1000 min⁻¹														
SM2-160M6	7,5	1165	76	90,5	91	90,5	13,7	7,7	63	2,85	2,9	0,363	64	138
SM2-160L6	11	1170	75	90,5	91,5	90,5	20,3	8,1	91	3,15	3,15	0,558	64	159
SM2-180LC6	15	1180	80	90,2	90	89	26,1	8,2	124	2,6	2,75	1,337	67	202
SM2-200LC6	18,5	1180	77,5	91,7	91,5	91	32,7	7,6	153	2,3	2,55	1,604	67	260
SM2-200L6	22	1180	78	91,7	92	92	38,6	7,6	181	2,3	2,5	1,912	68	286
SM2-225MC6	30	1180	84,5	93	92	91	47,9	7,4	247	2,45	2,5	2,442	68	371
SM2-250MC6	37	1180	85,5	93	92,5	91,5	58,4	8,2	305	2,3	2,9	3,829	69	481
SM2-280SC6	45	1180	85	93,6	93,4	92,4	71	6,5	372	1,55	2,4	6,4	70	598
SM2-280MC6	55	1180	85	93,6	93,4	92,5	86,8	6,6	454	1,6	2,4	8	70	663
SM2-315SC6	75	1185	84	94,1	93,8	93	119,1	6,9	617	1,7	2,5	12,4	72	858
SM2-315MC6	90	1185	84,5	94,1	93,9	93,3	142,1	6,9	740	1,55	2,3	14	73	949
SM2-315M6	110	1185	84,5	95	94,8	94,2	172	7,3	905	1,7	2,4	18,8	73	1196
SM2-315LC6	132	1185	85,5	95	94,8	94,3	204	6,7	1086	1,55	2,3	20,4	73	1287
SM2-315L6	160	1185	85	95	94,8	94,2	248,7	7,2	1316	1,7	2,4	23,2	73	1508
SM2-315DC6	200	1185	85,5	95	94,8	94,2	309,1	7,5	1645	1,7	2,3	39,2	74	2529
SM2-315D6	250	1185	85,5	95	94,8	94,2	386,3	7,5	2056	1,4	2,4	46,4	74	2691

Annexes

Tableau 39 b : Dimensions du moteur électrique [26]



Type Size / Typ	Dimensions principales Main dimensions/ Hauptabmessungen		Moteurs à pattes IM B3 Motor with feet IM B3 / Motor mit Fussbefestigung IM B3													Bout d'arbre Shaft End / Wellenende					Boîte à bornes Terminal box / Klemmenkasten														
	AC	AD	H2	L	O	A	AA	AB	B	B'	BA	BA'	BB	C	HA	K	D ¹	E	EB	ED	F	G	GA	DBxEG	AG	AS	LL	BC	BE	HE	HE	UB1	UB2		
SM 160M	2,4,6,8	317	271	160	608	60	254	71	300	210	-	46	46	256	108	18	15	42	110	100	5	12	37	45	M16x32	193	91,5	193	38	77	215		M40x1,5	M25x1,5	
SM 160L	2,4,6,8				652					254	210		90	300																					
SM 180M	2,4	354	297	180	672	70	279	72	330	241	-	57	57	292	121	20	15	48	110	100	5	14	42,5	51,5	M16x32	193	91,5	193	34	77	241		M40x1,5	M25x1,5	
SM 180L	4,6,8				710					279	241		95	330																					
SM 200L	2,4,6,8	398	330	200	770	80	318	88	378	305	-	70	70	365	133	24	19	55	110	100	5	16	49	59	M20x40	231	111	231	53	95	262		M50x1,5	M25x1,5	
SM 225SC	4,8				816					286	-	70	350					60	140	125	7,5	18	53	64											
SM 225MA	2	449	356	225	811	90	356	94	416	311	286	70	375	149	28	19	55	110	100	5	16	49	59	M20x40	231	111	231	30,5	95	288		M50x1,5	M25x1,5		
SM 225MC	4,6,8				841													60	140	125	7,5	18	53	64											
SM 250MA	2	498	398	250	921	105	406	112	480	349	-	84	84	425	168	30	24	60	140	125	7,5	18	53	64	M20x40	255	123	255	45,5	111	322		M63x1,5	M25x1,5	
SM 250MC	4,6,8																	65																	
SM 280SAJMA	2	550	446	280	1087,50	-	457	110	560	368	-	130	137	495	190	32	24	65	140	125	7,5	18	58	69	M20x42	255	123	255	48	119	367	394	M63x1,5	M20x1,5	
SM 280SC,MC	4,6,8									419	-							75																	
SM 315SA	2	620	527	315	1266	-	508	115	615	406	-	213	137	540	216	35	28	65	140	125	7,5	18	58	69	M20x42	336	163	322	53	140	430	460	M63x1,5	M25x1,5	
SM 315SC	4,6,8				1296	-					-							80	170	160	5	22	71	85											
SM 315MAM	2	620	527	315	1266	-	508	115	615	457	-	213	137	540	216	35	28	65	140	125	7,5	18	58	69	M20x42	336	163	322	53	140	430	460	M63x1,5	M20x1,5	
SM 315MCM	4,6,8				1296	-					-							80	170	160	5	22	71	85											
SM 315LA	2	620	527	315	1366	-	508	150	650	508	-	180	205	730	216	45	28	65	140	125	7,5	18	58	69	M20x42	336	163	322	53	140	430	460	M63x1,5	M20x1,5	
SM 315LCL	4,6				1396	-					-							80	170	160	5	22	71	85											
SM 315DAD	2	682	590	315	1674	-	508	150	650	900	-	255	255	1080	216	45	28	65	140	125	7,5	18	58	69	M20x42	412	189	372	68	180	485	515	M63x1,5	M20x1,5	
SM 315DCD	4,6				1704	-					-							85	170	160	5	22	76	90											

Annexes

Tableau 40 : Facteur de service F_s [27]

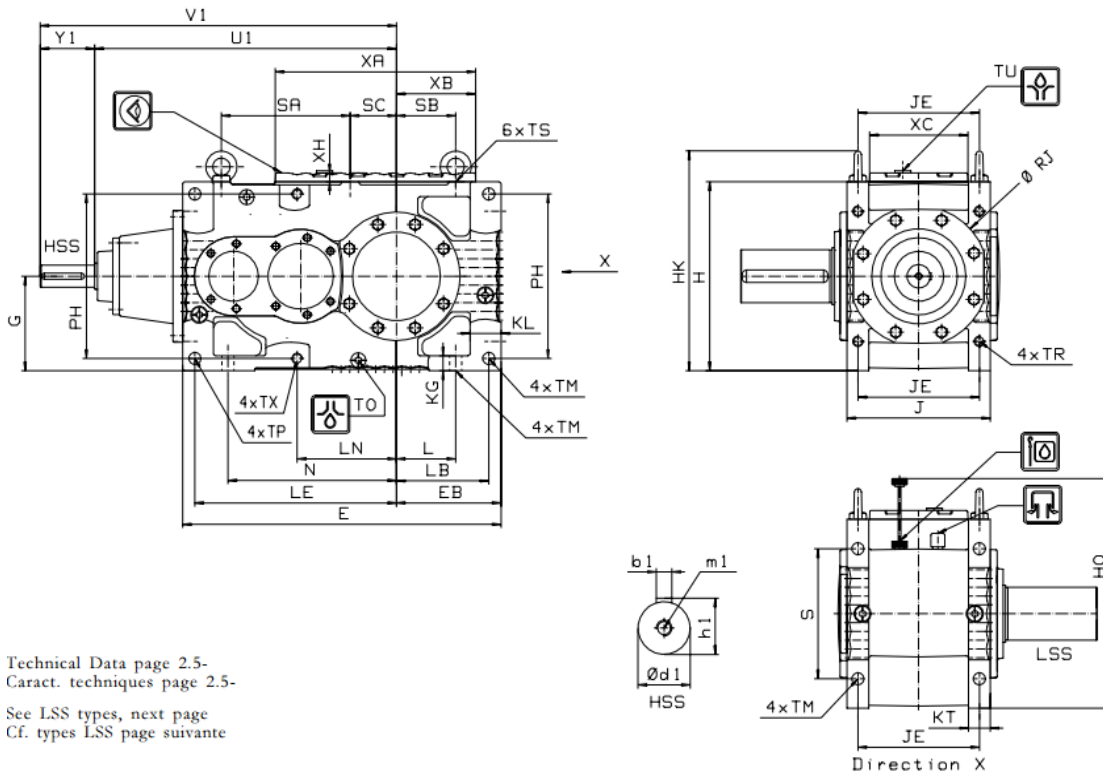
Machine	groupe	Machine	groupe	Machine	groupe
Traitement et élimination des eaux usées		Compresseurs		Pompes rotatives (pompes à roue dentée, à lamelles et à ailettes)	U
Aérateurs	C	Compresseurs centrifuges	U	Pompes centrifuges	M
Epaississeurs	M	Compresseurs à piston (monocylindres), à vis	M	Agitateurs et mélangeurs	
Agitateurs	M	Compresseurs à piston (multicylindres)	M	Béton	M
Collecteurs	M	Compresseurs à lamelles	M	Liquides (densité régulière) et solides	U
Filtres à vide	M	Grues	*	Liquides (densité irrégulière)	M
Elévateurs		Industrie alimentaire		Débitage du bois	*
Elévateurs à godets, charge moyenne	U	Concasseurs et broyeurs	C	Travaux publics et mines	
Elévateurs à godets, forte charge	M	Décrotteurs de betteraves	M	Têtes d'excavateurs	C
Monte-charges	M	Séchoirs rotatifs	M	Concasseurs	H
Ascenseurs	*	Concasseurs à canne à sucre	M	Vibreur et tamis	H
Escalators	M	Industrie métallurgique		Outils	*
Convoyeurs (charge uniforme)		Cylindres de rognage	H	Moulins à vent	*
Convoyeurs à bande, à godets, à chaînes	U	Convoyeurs à ruban monodirectionnels	H	Industrie de la cellulose et du papier	*
Convoyeur à bande articulée, à raclettes, à hélice	U	- un seul moteur	H	Tambours et machines d'écorçage	H
Convoyeurs (charge forte ou irrégulière)		- groupe moteur	C	Filtres (filtres-presses et filtres aspirateurs)	M
Convoyeurs à bande, à godets, à chaînes	M	Convoyeur à ruban, aller-et-retour	*	Hache-bois et piles raffineuses	H
Convoyeur à bande articulée, à raclettes, à hélice	M	Bobineuses	C	Arbres principaux	M
Vibreurs, tamis	H	Tréfileuses	C		

Tableau 41 : Le choix du type de réducteur [27]

Size Taille	n_1 1/min	Nominal Mechanical Power Ratings P_{N1} in kW Puissances mécaniques nominales P_{N1} en kW												
		Nominal Ratio i_N						Rapport de réduction nominal i_N						
		MC2R						MC3R						
		7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20	22.5	25	28
02	1800	144	133	124	107	99,2	93	77,4	77,4	76,3	68,2	66,8	55,7	53,8
	1500	127	117	109	94,1	87,3	81,9	68,1	68,1	64	60	56	46,7	45,1
	1200	108	100	93,6	78,2	74,7	70,1	56,7	56,7	51,5	51,4	45,1	37,6	36,3
	1000	95,5	88,1	82,4	65,5	65,2	61,7	47,4	47,4	43,2	45,2	37,8	31,5	30,3
03	1800	177	166	155	128	123	115	102	102	102	96,7	96,7	80,2	76,4
	1500	156	146	136	107	108	101	85,5	85,5	85,5	85,1	81,2	67,2	63,7
	1200	134	125	117	86	87	86,6	68,7	68,7	68,7	68,7	65,4	54,1	51
	1000	118	110	103	71,9	72,8	73,8	57,4	57,4	57,4	57,4	54,8	45,4	42,6
04	1800	227	212	199	168	158	149	117	117	117	117	117	114	106
	1500	199	187	175	148	139	131	103	103	103	103	103	94,9	88,6
	1200	171	160	150	125	119	112	88,2	88,2	88,2	83,7	83,7	76	71,4
	1000	150	141	132	107	103	98,3	75,5	75,5	75,5	69,7	69,7	63,4	59,9
05	1800	321	301	283	237	223	211	162	162	162	150	150	150	136
	1500	282	265	249	209	197	186	136	136	136	125	125	125	116
	1200	241	226	213	169	168	159	109	109	109	99,8	99,8	99,8	92,6
	1000	212	199	188	142	143	140	90,8	90,8	90,8	83,2	83,2	83,2	77,2
06	1800	425	393	367	306	284	267	202	202	202	184	184	184	173
	1500	374	346	323	269	250	235	168	168	168	153	153	153	144
	1200	320	296	276	229	214	201	135	135	135	123	123	123	115
	1000	282	260	243	198	187	177	112	112	112	102	102	102	95,9
07	1800	515	483	451	375	353	331	269	269	269	232	232	232	202
	1500	454	425	397	331	311	292	224	224	224	204	204	204	178
	1200	388	364	340	280	266	249	179	179	179	165	165	165	152
	1000	342	320	299	242	231	220	149	149	149	137	137	137	128
08	1800	684	640	595	506	476	444	340	340	340	294	294	294	255
	1500	602	564	523	446	419	391	300	300	300	259	259	259	225
	1200	515	482	448	381	359	334	256	256	256	221	221	221	192
	1000	453	424	394	330	314	294	223	223	223	195	195	195	169
09	1800	953	879	822	706	654	613	412	412	412	379	379	379	336
	1500	839	774	723	621	576	540	363	363	363	334	334	334	296
	1200	718	662	619	531	492	462	310	310	310	286	286	286	253
	1000	632	583	544	463	433	407	273	273	273	251	251	251	223

Annexes

Tableau 42 : Les dimensions du réducteur [27]



Technical Data page 2.5.
 Caract. techniques page 2.5-
 See LSS types, next page
 Cf. types LSS page suivante

Gear Unit Dimensions

Dimensions du réducteur

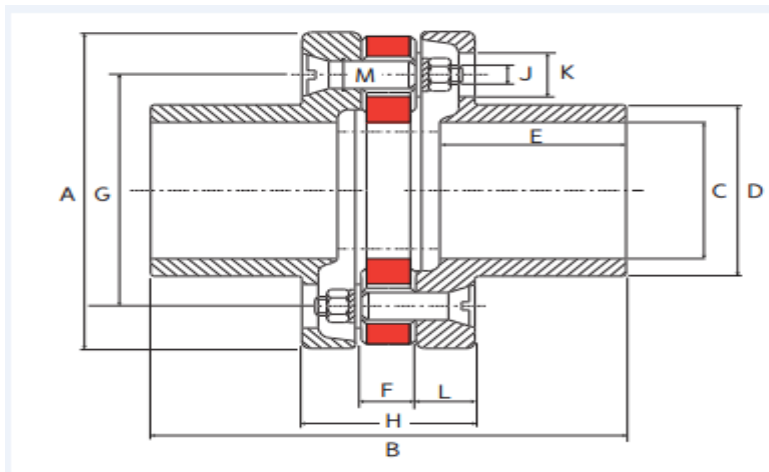
Size Taille	Housing Dimensions in mm													Dimensions du carter en mm													
	E	EB	h1	G	h1	H	HK	HO	J	h1	JE	KG	KL	KT	L	LB	LE	LN	N	PH	ØRJ	S	SA	SB	SC	TU	TM
02	574	195	160	320	382	380	260	212	28	68	45	98	170	354	175	282	270	240	206	206	114	96	R1	24	R3/4		
03	618	207	180	360	422	445	274	228	28	68	45	110	182	389	207	314	310	240	246	246	122	84	R1	24	R3/4		
04	677	229	200	400	462	510	314	260	30	71	50	122	201	420	233	341	344	276	260	256	147	114	R1	28	R3/4		
05	731	240	215	430	500	565	329	279	34	71	50	136	212	463	228	387	374	320	296	296	136	106	R1	28	R3/4		
06	812	270	235	470	540	605	356	292	40	88	64	141	235	507	256	413	400	322	308	308	141	132	R1	33	R1		
07	885	295	265	530	620	695	380	316	40	91	64	150	260	555	285	445	454	346	350	350	150	112	R1	33	R1		
08	981	322	300	600	690	760	431	353	52	103	78	174	280	617	318	511	516	385	406	406	174	115	R1	39	R1		
09	1049	335	335	670	779	870	451	373	52	103	78	187	293	672	373	566	586	392	476	476	187	100	R1	39	R1		

Size Taille	Housing Dimensions in mm							HSS Dimensions in mm												Weight Poids	Oil Capacity Qté d'huile			
	Dimensions du carter en mm							Dimensions HSS en mm																
	TP	H9	TR=TX	TS	XA	XB	XC	XH	i = 14-63				i = 71-90				i = 100-112							
U1	Y1	V1	Ød1	b1	h1	m1	Ød1	b1	h1	m1	Ød1	b1	h1	m1	kg	l								
02	24	M20x3.5	M16x3.2	3.55	135	182	18	533	100	633	35k6	10h9	38	M12	30k6	8h9	33	M10	25k6	8h9	28	M10	219	10
03	24	M20x3.5	M16x3.2	3.84	147	196	18	584	112	696	40k6	12h9	43	M16	30k6	8h9	33	M10	25k6	8h9	28	M10	279	13
04	28	M24x4.2	M16x3.2	4.30	168	211	22	642	120	762	42k6	12h9	45	M16	35k6	10h9	38	M12	25k6	8h9	28	M10	382	18
05	28	M24x4.2	M20x3.5	4.60	182	226	22	693	125	818	50k6	14h9	53.5	M16	40k6	12h9	43	M16	30k6	8h9	33	M10	493	24
06	33	M30x5.3	M20x3.5	5.25	195	248	22	758	130	888	50k6	14h9	53.5	M16	45k6	14h9	48.5	M16	35k6	10h9	38	M12	601	28
07	33	M30x5.3	M24x4.2	5.61	219	262	22	814	135	949	60m6	18h9	64	M20	45k6	14h9	48.5	M16	40k6	12h9	43	M16	779	33
08	39	M30x5.3	M24x4.2	5.97	234	289	22	890	135	1025	60m6	18h9	64	M20	55m6	16h9	59	M20	40k6	12h9	43	M16	1 037	56
09	39	M30x5.3	M30x5.3	6.52	247	309	22	969	140	1109	70m6	20h9	74.5	M20	60m6	18h9	64	M20	45k6	14h9	48.5	M16	1 299	79

Annexes

Tableau 43a : Accouplement moteur – réducteur [29]

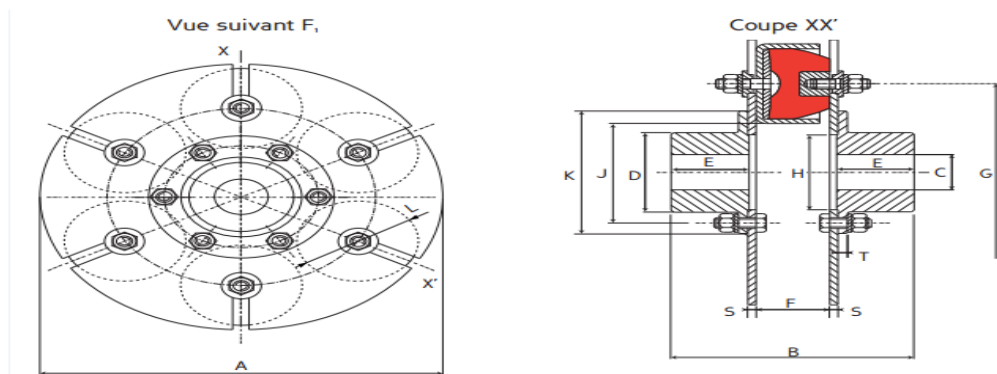
Caractéristique dimensionnelle



Couple nominal TCN (N.m)	Couple maxi (N.m)	Vitesse maxi (tr/mn)	Alésage C (mm)		A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	Référence	F (mm)	G (mm)	H (mm)	J (mm)	K (mm)	L (mm)	M (mm)	X (mm)	Poids (kg)
			mini	maxi														
50	100	6 000	-	30	78	80	43	32	635100	12	50	32	-	-	8	7,8	20	1,3
100	200	5 500	-	30	94	115	42	40	635301	15	65	37	10	-	11	-	28	1,6
200	400	5 000	-	40	120	158	56	66	635302	18	85	46	12	-	14	-	40	3
400	800	4 500	-	48	140	171	68	70	635303	21	100	55	14	-	17	-	44	5,5
800	1600	3 500	-	60	178	222	90	93	635304	26	132	68	16	-	21	-	66	12
1 600	3 200	2 800	-	100	232	280	126	110	635105	32	170	102	14	32	35	20	86	36
3 200	6 400	2 400	-	110	268	340	142	123	635106	42	190	130	16	37	44	24	94	50
6 000	12 000	2 000	-	145	330	424	184	160	635107	48	240	136	16	37	44	24	120	97

Tableau 44 b : Accouplement réducteur – tambour

Caractéristique dimensionnelle



Couple nominal TCN (N.m)	Couple maxi (N.m)	Vitesse maxi (tr/mn)	Alésage C (mm)		A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	Type	Référence	F (mm)	G (mm)	H (mm)	J (mm)	K (mm)	L (mm)	S (mm)	T (mm)	Poids (kg)
			mini	maxi															
470	1 000	3 000	18	60	270	181	86	60	RTP 2.3	612203	55	180	85	115	138	90	6	7	13
630	1 250	3 000	18	60	270	181	86	60	RTP 2.4	612204	55	180	85	115	138	90	6	7	15
1 100	2 200	3 000	18	60	300	185	86	60	RTP 2.6	612206	55	200	85	115	138	90	8	7	28
1 800	3 600	2 500	23	80	364	235	115	85	RTP 2.8	612208	55	264	115	145	168	90	8	9,5	45
2 500	5 000	1 500	28	100	420	299	145	102	RTP 4.6	612406	80	280	145	180	210	130	10	12,5	72
2 800	5 600	2 500	28	100	424	274	145	102	RTP 2.10	612210	55	324	145	180	210	90	10	12,5	77
4 100	8 200	2 000	28	120	475	345	177	136	RTP 2.12	612212	55	380	178	213	247	90	12	16	103
4 500	9 000	1 500	28	120	510	370	177	136	RTP 4.8	612408	80	370	178	213	247	130	12	16	127
6 900	13 500	1 500	28	120	600	382	177	136	RTP 4.10	612410	80	460	178	213	247	130	18	16	178
9 700	20 000		32	150	680	424	210	155	RTP 4.12	612412	80	540	178	260	290	130	20	18	253
17 500	35 000		32	150	860	424	210	155	RTP 4.16	612416	80	720	178	260	290	130	20	18	330
17 500	35 000		32	155	826	687	220	250	RTP 6.6	612606	147	580	200			246	30		590
34 000	68 000		32	220	1 096	827	320	320	RTP 6.8	612608	147	850	320			246	30		1 140
60 000	120 000		32	200	1 246	827	275	320	RTP 6.12	612612	147	1 000	250			246	30		1 200
72 000	140 000		32	360	1 446	827	540	320	RTP 6.12	612613	147	1 200	500			246	30		2 200
104 000	200 000		35	360	1 546	887	540	350	RTP 6.16	612616	147	1 300	500			246	30		2 500



RÉFÉRENCES
BIBLIOGRAPHIES

Références bibliographiques

[1] : Historique de l'utilisation des convoyeurs à bande dans les travaux miniers [article]

B. V. FADDEEV .

Revue d'histoire des sciences Année 1971 Volume 24 Numéro 1 pp. 61-66

[2] : http://www.tecnitude.com/dn_historique-convoyeur-bande-transporteuse/

[3] : https://fr.wikipedia.org/wiki/Bande_transporteuse

[4] : ETUDE INFORMATISEE D'UN CONVOYEUR A BANDE (1994).

Présenté par : M^R. AMARA ZENATI

M^R. S .R.TALEB

[5] : <http://www.manutan.fr/fr/maf/transporteur-motorise-a-bande>

[6] : <http://www.usinenouvelle.com/expo/transporteur-a-rouleaux-motorises-par-p18891895.html>

[7] : <http://www.hellopro.fr/convoyeurs-transporteurs-a-galets-2002983-fr-1-feuille.html>

[8] : <http://www.fiktech.de/pages/005-produits-venturis-transport-pneumatique-fr.php>

[9] : <http://www.al-industrie.fr/vis-d-archimede-ga1-seg8-prod68.html>

[10] : <http://www.remontees-mecaniques.net/bdd/liste-6-77-pohlig.html>

[11] : Catalogue : Rouleaux et composants pour la manutention des produits en vrac.

RULMECA: COMPANY WITH QUALITY SYSTEM CERTIED BY DNV ISO 9001.

COPYRIGHT JUIN 2002.

[12] : ETUDE D'UN CONVOYEUR A BANDE (1997).

Présenté par : M^r. EL HADJ MIMOUN MORAD

M^r. GHOMRI MOHAMED

[13] : Catalogue de bande transporteuse TRELLEX à carcasse textile.

[14] : <http://www.directindustry.fr/prod/sempertrans/product-61752-477357.html>

[15] : <http://www.belttechnologies.fr/produits/convoyeurs/>

[16] : « TECHNITUDE ». Le spécialiste de la manutention continue.

Références bibliographiques

- [17] : Catalogue : « tambour pour transporteur à courroie »
s.g.t Chaussée de Wavre 362 B-1390 Grez-Doiceau Belgique.
- [18] : Fatigue, résistance dynamique, mécanique de la rupture
INSA-LYON, dpt. GMD, CMAO 1
- [19] : caractéristique mécanique des matériaux
- [20] : modélisation des systèmes mécanique, semestre 08
Université TOULOUSE version 2009 /2010
Par : Alain DAIDIE
Manuel PAREDES
- [21] : SCHAEFFLER GROUP INDUSTRIA
- [22] : Catalogue des roulements «FAG ».
(<http://www.fag.de/content.fag.de/en/mediathek/library/library.jsp>)
- [23] : Catalogue de palier « palier fonte en deux partie ECMO CSR »
Palier Série SNH 500.
- [24] : Catalogue de clavettes à talon DIN 6887
NORME MBO 30.
- [25] : Résistance des matériaux – cisaillement technologique
Par : R.ITTERBEEK, version de 17 janvier 2016 (1:53)
- [26] : Catalogue de moteur électrique « SERME » ALMO
- [27] : Catalogue de réducteur « SEW USOCOME »
Helical and Bevel – Helical Gear Units
Réducteur Compacts. Version 10/2002.
- [28] : Cours de TEC 349 (transport)
Université de TLEMCEM, KOCHKAROIV EVEGUINIE 1993-1994
- [29] : Catalogue des accouplements élastique « PAULSTRA - VIBRACHOC ».