



HAL
open science

Machine d'emballage alimentaire de sucre en poudre

Elie Reaidy

► **To cite this version:**

Elie Reaidy. Machine d'emballage alimentaire de sucre en poudre. Génie mécanique [physics.class-ph]. 2014. dumas-01477771

HAL Id: dumas-01477771

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01477771>

Submitted on 27 Feb 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Institut des Sciences Appliquées et Économiques - Université libanaise

ISAE – CNAM Liban

Centre du Liban associé au
Conservatoire National des Arts et Métiers – Paris



PROJET DE FIN D'ETUDES
MACHINE D'EMBALLAGE ALIMENTAIRE DE SUCRE EN POUDRE

Réalisé par :

ELIE REAIDY

Pour obtenir le

Diplôme d'Ingénieur en Mécanique

Dirigé par :

Dr. Tony JABBOUR

Année 2013-2014

REMERCIEMENTS

Une fois ce travail est achevé, nous réalisons que ce présent projet a été le résultat d'un travail sérieux et continu pendant une période du temps, durant laquelle nous avons combiné tous nos efforts, nos recherches, nos consultations et nos connaissances théoriques acquises au cours de nos années de spécialisation. D'où la nécessité d'adresser quelques remerciements sincères :

- Avant tout, à notre société pour son aide, son patronage et son soutien, en nous donnant les solutions convenables à tous nos problèmes et la capacité et les moyens de franchir tous les obstacles confrontés.
- À nos superviseurs responsables et au chef du département mécanique Dr. Tony JABBOUR, pour son support, son guidage, ses remarques pertinentes, ses conseils fructueux et sa patience pendant toute la durée d'exécution du projet.
- À nos collègues et aux ingénieurs au département mécanique, surtout pour leur disponibilité et leur existence permanente pour répondre à tous nos questions par des prescriptions précieuses et des suggestions fructueuses.

Enfin, nous voudrions remercier tous les enseignants de la faculté de génie, durant nos années universitaires, pour leurs efforts exercés et pour toutes leurs informations procurées. Ils nous ont aidés à élargir nos connaissances et à nous rendre des ingénieurs professionnels et compétents dans notre carrière.

RÉSUMÉ

Durant notre travail dans notre société qui s'occupe des fabrications des machines pour des grosses industries, nous avons élaboré le projet **d'une machine d'emballage alimentaire de sucre en poudre d'un kilogramme de masse**. C'est un projet pour une industrie au pays d'arabe qui demande un rendement et un débit très élevé, dont la production varie selon les commandes de petites ou de grandes quantités.

D'abord, notre machine est conçue pour un fonctionnement délicat et précis. Le système de remplissage, d'emballage, de vérification et d'impression est contrôlé à l'aide des PLC et géré automatiquement au moyen d'un logiciel Automate Programmable Industriel (API). Notre *conception* est divisée en deux lignes de production à deux cylindres doseurs qui sont connectés à un cylindre conique d'ensilotage de volume bien déterminé pour une demi-journée de production lente. Cette connexion est possible à l'aide d'un diviseur à deux sorties du sucre semoule pour alimenter les deux cylindres doseurs.

Ensuite, le *dosage* est assuré selon la démarche suivante : la poudre stockée dans un cylindre conique d'ensilage passe par un diviseur de sucre poudre vers les deux cylindres doseurs qui sont eux-mêmes contrôlés par des vérins pneumatiques qui fonctionnent selon dosage ou vidange du sucre poudre. Puis, le système d'*emballage* et de *scellage* est destiné pour remplir et emballer la semoule dans des sacs en plastiques où toutes les indications nécessaires seront imprimées sur leurs parois extérieures de ce produit finale (marque, date de production...). Puis les cylindres doseurs vident le volume rempli dans un cône attaché à un tube elliptique qui a comme rôle de donner la forme finale et exacte des sacs. En parallèle du tube se trouve une résistance verticale pour souder les sacs. Ainsi, une paire identique des poulies, forment un *système de tirage* pour tirer le sac soudé verticalement vers le bas, où son *système de transmission* est dans l'autre face de la machine. Le *système de scellage horizontal avec le couteau* est placé au-dessous du tube elliptique pour seller les sacs horizontalement et faire la dislocation entre eux. Finalement, les sacs tombent sur une glissière longitudinale pour cheminer au convoyeur qui les transportera vers la machine d'impression en passant à travers le scanner de vérification. C'est la *phase de convoyage et scanner*.

En plus, On a adopté pour un matériel de base « les aciers austénitiques inoxydables SS304 », ainsi que le « Polypropylène (PP) » selon le code ISO1043 pour les sacs d'emballage. Notre calcul a exigé un choix précis des éléments pour notre machine qui sont des marques bien connues comme : les courroies et les poulies du système de transmission et de tirage à marque anglaise « Cross-Morse », les divers roulements faits par « NTN Corporation » américaine, les vérins actionneurs faits par « FESTO » française, ainsi que les motoréducteurs fabriqués en Allemagne « MOTOX Motoréducteurs SIEMENS » et la courroie du convoyeur avec ses rouleaux par « HABASIT » fabriquée en Suisse, etc.

En outre, on note qu'on peut mettre en marche deux cylindres doseurs à synchronisation de travail sans avoir aucun problème de chevauchement des sacs entre eux à cause des bons dimensionnements de ces lignes de production.

En conclusion, notre machine qui a une meilleure durée de vie et des excellents composants recommandés au marché produit 1 sac chaque 3 secondes. A signaler que la simplicité du système diminue son coût et le besoin de maintenance et d'entretien, ce qui prouve la performance de la machine.

ABSTRACT

During our work in our society which deals with manufacturing machines for heavy industries, we developed the idea of **powder sugar packing machine for one kilogram of mass**. This is a project for an industry in Arab countries that demands a high productivity and output, where the order production varies in small or large quantities.

First, our machine is designed for delicate and precise operation. The filling system, packaging, testing and printing, is controlled using PLC and automatically managed by Automate Programmable Industrial (API) software. Our design is divided into two production lines with two dosage cylinders that are connected to a conical cylinder ensilage of definite volume for a half-day of low production. This connection is possible using a divider powder sugar with two outputs to supply the two dosage cylinders.

Thereafter, the dosage is provided by the following steps: the powder sugar stored in the conical cylinder silage through a powder divider to two dosage cylinders which are themselves controlled by pneumatic cylinders that operate according to dosage or emptying sugar. Then, wrapping and sealing system is designed to fill and pack the sugar in bags plastics where all the necessary information will be printed on their outer surface of the final product (trade, production date...). The dosage cylinders empty their own volume in a cone attached to an elliptical tube that has as role to give the final shape for the bags. A vertical resistance parallel to the tube welds bags. Thus, a pair of the pulleys forms a pulling system to make the welded bag vertically downward, where the transmission system is in the other side of the machine. The horizontal sealing knife system is positioned below the elliptical tube to saddle bags horizontally and make the dislocation between them. Finally, the bags fall onto a longitudinal guide to track the transport conveyor to the printing machine by passing through the scanner verification. This is the conveying and scanner phase.

In addition, was adopted for basic equipment "SS304 stainless austenitic steels" and the "Polypropylene (PP)" according to the ISO1043 code for bags packaging. Our calculation required a precise choice of elements for our machine that are well known brands such as: belts and pulleys transmission system and pulling system England brand "Cross-Morse", the various bearings made by "NTN Corporation" American, the operating cylinders made by "Festo" in France, geared motors made in Germany "MOTOX Motoréducteurs SIEMENS" and the conveyor belt with rollers by "HABASIT" made in Switzerland, etc...

Furthermore, noting that two dosage cylinders can work in synchronization without any overlapping problems between the bags, because of the good sizing for these production lines.

In conclusion, our machine which has a longer life and excellent components recommended in the market produces 1 bag every 3 seconds. To report, the simplicity of the system reduces the need for maintenance and repair, which proves the performance of the machine.

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS	2
RÉSUMÉ	3
ABSTRACT	4
SOMMAIRE	5
INTRODUCTION	10
1. L'objectif de notre projet	10
2. Notion générale du sucre.....	10
2.1. Le sucre semoule dans des sacs en plastique : objet de production finale	10
2.2. Certains types de sucre sont normalisés au niveau mondial par le <i>Codex Alimentarius</i> ou non..	11
3. Notion générale des composants du projet	12
3.1. Notion générale des composants de la machine.....	12
3.1.1. Première phase : Phase de dosage.....	13
3.1.2. Deuxième phase : Phase de remplissage-scellage.....	13
3.1.3. Troisième phase : Phase de convoyage et scanner.....	13
4. Description du fonctionnement de la machine.....	14
5. Instructions.....	15
5.1. Instructions géométriques	15
5.2. Instructions temporelles	15
Chapitre I : Sélection du matériau de base	16
I.1. Définition des aciers inoxydables.....	16
I.2. Normes, Désignations et Compositions des aciers inoxydables.....	17
I.2.1. Normes.....	17
I.2.2. Désignations et Compositions	17
I.3. Éléments d'alliage	17
I.4. Types d'aciers inoxydables	18
I.4.1. Les aciers martensitiques	18
I.4.2. Les aciers ferritiques	18

I.4.3. Les aciers austénitiques	18
I.4.4. Les aciers austéno-ferritiques	19
I.5. Que signifie le L	19
I.6. Assemblage des aciers inoxydables.....	20
I.6.1. Soudage et Brasage	20
I.6.2. Rivetage et Boulonnage	21
I.7. Traitements de surface des aciers inoxydables.....	21
I.7.1. Polissage mécanique.....	21
I.7.2. Passivation	22
I.7.3. Polissage électrochimique	22
I.8. Avantages des aciers inoxydables.....	22
I.9. Choix de la famille appropriée de l'acier inoxydable	23
Chapitre II : Choix de la matière des sacs d'emballage.....	25
Chapitre III : Etudes et analyse de différentes composantes de la machine	26
III.1. Etude du cylindre conique d'ensilage (Silo).....	29
III.1.1. Dimensionnement du cylindre conique d'ensilage (Silo)	29
III.1.2. Calcul du cordon de soudure joignant le cylindre conique d'ensilage avec la barre UAP	30
III.2. Etude du cylindre de dosage	32
III.2.1. Dimensionnement du cylindre de dosage	32
III.2.2. Dimensionnement des boulons d'assemblage joignant la pièce d'union avec le cylindre doseur.....	33
- Calculons l'effort normal de traction exercé sur chaque boulon d'assemblage.....	34
III.2.3. Calcul des boulons d'assemblage joignant les plaques inférieures et supérieures du système de remplissage et de vidange, avec le cylindre doseur.....	35
a. Pour la plaque supérieure de remplissage	36
b. Pour la plaque inférieure de vidange.....	37
III.2.4. Calcul des dimensions des fenêtres de plaque de remplissage et de vidange du cylindre doseur.....	38
- Détermination de la surface utile	38
- Détermination de la surface adoptée	39
- Calcul du temps de remplissage ou vidange	40
III.3. Dimensionnement du cône d'alimentation attachée au tube elliptique.....	41

III.4. Etude du système de scellage.....	41
III.4.1. Etude du système de tirage.....	42
III.4.1.1. Calcul de la vitesse de rotation de la poulie entrainante (motrice)	43
III.4.1.2. Choix des poulies.....	44
III.4.1.3. Choix de la courroie.....	46
- Choix de la courroie.....	47
- Calcul de la longueur primitive de la courroie.....	48
- Vérification sur le logiciel Inventor	49
III.4.2. Calcul de système de transmission.....	51
- Choix des poulies.....	52
- Choix de la courroie.....	52
- Calcul de la vitesse de rotation de la petite poulie	53
- Calcul de la longueur primitive de cette courroie	55
- Vérification avec le logiciel Inventor.....	57
III.5. Calcul de la structure métallique de la machine.....	59
- Vérification de la contrainte maximale dans la structure.....	60
- Vérification de la stabilité de la structure en flambement selon les règles CM66	61
III.6. Etude du système de convoyage	62
III.6.1. Dimensionnement du convoyeur	63
III.6.2. Détermination des caractéristiques de la courroie du convoyeur et ses rouleaux	65
III.6.2.1. Détermination de la longueur primitive de la courroie demandée	65
III.6.2.2. Calcul de la vitesse linéaire du convoyeur.....	66
III.6.2.3. Calcul du couple due à l'inertie du convoyeur.....	67
III.6.3. Calcul de la puissance du moteur d'entraînement du convoyeur.....	68
III.6.4. Calcul de l'arbre de transmission du convoyeur	70
III.6.4.1. Calcul de la résistance de l'arbre entrainant du convoyeur et le diamètre adéquat.....	70
- Détermination de la charge exercée sur la longueur de l'arbre de transmission.....	71
- Détermination du moment fléchissant maximal	72
- Détermination du couple de torsion maximal	73
- Calcul de la contrainte admissible de l'arbre	74
- Calcul du diamètre de l'arbre de transmission du convoyeur	74

III.6.4.2. Calcul de Facteur de Sécurité par la Théorie de VON MISES-HENCKY	75
III.6.5. Choix des roulements.....	78
III.6.5.1. Facteurs affectant le choix d'un roulement.....	78
III.6.5.2. Types de roulements	80
III.6.5.3. Dimensionnement des roulements de l'arbre d'entraînement du convoyeur	85
- Choix de roulement.....	85
- Calcul de la fiabilité du diamètre intérieur des roulements.....	85
- Calcul de la durée du roulement.....	86
- Calcul de la charge équivalente	87
- Calcul du taux de charge du roulement « C_d ».....	88
III.7. Etude du système porte rouleau	89
III.7.1. Dimensionnement du roulement de l'axe porte rouleau	89
III.7.2. Vérification du dimensionnement de l'axe porte rouleau	92
III.7.3. Vérification de la condition flèche.....	94
III.8. Etude du châssis du scanner.....	95
III.8.1. Calcul de la charge répartie exercer sur sa surface supérieure.....	95
III.8.2. Vérification de la contrainte maximale dans le châssis.....	96
III.8.3. Vérification de la stabilité de la structure en flambement selon les règles CM66	97
III.9. ETUDE DU SYSTEME PNEUMATIQUE.....	98
III.9.1. Les vérins	98
III.9.2. Elément de l'installation pneumatique et leurs rôles	99
III.9.3. Les actionneurs pneumatiques	100
- Vérin simple effet (VSE)	100
- Vérin double effet (VDE)	100
- Vérin à piston rotatif	101
III.9.4. Construction du vérin pneumatique	101
III.9.5. Choix des vérins:.....	102
III.9.6. La vitesse du piston.....	103
III.9.7. La consommation en air.....	104
III.10. Choix des vérins du cylindre doseur	104
III.10.1. Vérin supérieur.....	104

III.10.2. Vérin inférieur.....	107
III.11. Vérin d'actionnement de la résistance verticale de scellage.....	107
III.12. Vérin d'actionnement de la résistance horizontale de scellage et du système d'inter-coupure .	110
CONCLUSION	112
BIBLIOGRAPHIE	113
Annexe I : Représentation des composants de la machine	114
• Première phase : Phase de dosage.....	116
- Un cylindre conique d'ensilotage	116
- Un diviseur de sucre poudre.....	117
- Une paire identique de cylindre doseur.....	118
• Deuxième phase : Phase de remplissage-scellage.....	118
- Un cône d'alimentation.....	118
- Une paire identique de système de tirage des sacs.....	119
- Une paire identique de système de transmission.....	120
- Une résistance verticale de scellage.....	121
- Une résistance horizontale de scellage.....	122
- Système de porte rouleau	123
• Troisième phase : Phase de convoyage et scanner.....	123
- Une glissière.....	123
- Un convoyeur.....	124
- Le scanner	124
ANNEXE II : (Tableaux et Graphes).....	126
ANNEXE III : Quelques pages des catalogues utilisés.....	133

INTRODUCTION

Notre présent travail, traite dans le monde d'ingénierie de mécanique, la conception d'une Machine d'emballage alimentaire de sucre en poudre. Pour relater et discuter cette conception, nous allons débiter par une introduction générale qui présente l'objectif de notre projet, la machine (ses composants et son fonctionnement), puis nous allons passer aux détails de cette machine pour conclure par le concept qui mène à sa réussite.

1. L'objectif de notre projet

L'objectif de ce projet est de concevoir, de dimensionner et d'optimiser une partie d'un système complètement automatisé à haute performance et avec un coût abordable afin de ranger des sacs en plastique remplis de sucre semoule de 1 Kg de poids.

La machine d'emballage de sucre en poudre dispose des performances avancées, une puissance élevée, un faible niveau sonore, une structure compacte, des opérations simples, un entretien aisé et une longue durée de vie avec des rendements élevés.

Ce projet présente une ouverture vers la maîtrise et l'apprentissage des techniques de commande, d'alimentation, de conception, de réalisation, de montage et de maintenance des systèmes mécaniques automatisés.

2. Notion générale du sucre

2.1. Le sucre semoule dans des sacs en plastique : objet de production finale

Comme nous l'avons signalé dans ce qui a précédé, notre projet est de ranger des sacs en plastique remplis de sucre semoule de 1 Kg de poids, nous commençons par donner une idée générale de ce qui forme le Sucre.

Le sucre semoule est le sucre obtenu après broyage et tamisage du sucre cristal (ou cristallisé). Il est surtout utilisé pour le sucrage et l'enrobage des desserts et des pâtisseries.

Le sucre est une substance de saveur douce extraite principalement de la canne à sucre et de la betterave sucrière. Il est majoritairement formé d'un composé nommé saccharose. Il se trouve que d'autres plantes permettent également de donner des produits composés majoritairement de saccharose (ex: palmier). Toutefois, d'autres composés de la même famille des saccharides ont également une saveur douce : le glucose, le fructose... qui sont de plus en plus utilisés par

l'industrie agroalimentaire et d'autres industries. Dans le langage courant, le terme "sucre" peut se rapporter à un ose quelconque.

2.2. Certains types de sucre sont normalisés au niveau mondial par le Codex

Alimentarius ou non

- *Sucre complet* : sucre non raffiné, totalement pourvu de sa mélasse, cristallisé puis déshydraté. En particulier, le sucre de canne complet.
- *Sucre blanc* : doit contenir plus de 99,8 % de saccharose cristallisé, c'est celui qu'on appelle couramment sucre cristal (ou cristallisé) ou sucre semoule, selon la taille des cristaux ; le sucre de betterave est naturellement blanc tandis que le sucre de canne présente naturellement une coloration qui va du blond au brun, due à des pigments présents uniquement dans la canne.
- *Sucre mi-blanc* : doit contenir plus de 99,6 % de saccharose.
- *Cassonade* : sucre cristallisé issu du jus de canne contenant environ 95 % de saccharose ainsi que des composés naturels qui lui donnent sa couleur et ses notes aromatiques : rhum, vanille, cannelle.
- *Sucre glace, sucre en poudre ou sucre impalpable* : cristaux de sucre blanc moulus en une poudre très fine (impalpable).
- *Sucre en morceaux* : cubes, ou parallélépipèdes rectangles de sucre obtenus par moulage sous pression de cristaux de sucre ré-humidifiés avec de la vapeur d'eau; à dissoudre dans un liquide chaud.
- *Sucre candi* : sucre obtenu par cristallisation lente d'un sirop, ce qui forme de gros cristaux ; son nom lui vient de l'arabe *qandi* (« sucre »).
- *Sucre roux* : c'est soit du sucre brut issu de la canne (sucre de canne roux appelé cassonade), soit du sucre de betterave ayant subi au moins deux cycles de cuisson (vergeoise), soit du sucre blanc coloré avec du caramel.
- *Sucre blond* : sucre issu de l'agriculture biologique, c'est un sucre non raffiné dont on a enlevé une partie de la mélasse, puis cristallisé et séché.
- *Vergeoise* : sucre moelleux provenant d'un sirop de betterave recuit.
- *Sucre perlé*: état précis du sucre de betterave aggloméré résistant à la chaleur qui est utilisé pour les chouquettes en France et dans les pâtisseries de la région liégeoise et verviétoise, par exemple, dans les recettes de gaufre de Liège, craquelin, et gâteau de Verviers.
- *Sucre gélifiant* : sucre cristallisé additionné d'un gélifiant (pectine, carraghénane, etc.) et d'acide citrique ; il est utilisé pour la fabrication des confitures.

- *Sucre inverti* : (sucre liquide inverti ou sirop de sucre inverti) solution aqueuse de saccharose partiellement invertie par hydrolyse (décomposé par l'eau, le saccharose se transforme en glucose et en fructose).

L'agriculture intensive ne fournit que du saccharose pur. Ce type de production élimine en plusieurs étapes tous les autres composants de la plante, y compris les nutriments bénéfiques pour notre alimentation.

La consommation du sucre fournit de l'énergie à court terme, mais il ne peut pas être stocké tel quel dans l'organisme. Une partie du sucre consommé peut être utilisée tout de suite pour fournir de l'énergie si nécessaire (dans les minutes qui suivent), une autre partie sera emmagasinée dans le foie et les muscles (utilisation dans les heures qui suivent), et une autre sera transformée en graisses qui seront stockées dans les couches adipeuses.

Il est sans doute important pour certaines catégories de la population de ramener la consommation du sucre à un niveau raisonnable : comme pour tous les sucres simples, des vitamines et des minéraux sont nécessaires pour métaboliser le saccharose (principalement des vitamines B1 et du magnésium). Un régime alimentaire très riche en sucre peut engendrer des carences.

Elément	Sucre blanc	Sucre complet
Sels minéraux	30 à 50	1500 à 2800
Potassium (K)	3 à 5	600 à 1000
Magnésium (Mg)	0	60 à 130
Calcium (Ca)	10 à 15	40 à 110
Phosphore (p)	0,3	14 à 100
Fer (Fe)	0,1	4 à 40

Tableau 1 : Analyse comparée du sucre blanc et complet en mg pour 100 g de sucre.

3. Notion générale des composants du projet

3.1. Notion générale des composants de la machine

Notre machine est conçue pour assurer le remplissage des sacs d'un kilogramme de sucre en poudre d'une façon automatisée, leur emballage en passant par des différentes étapes et ensuite en vérifiant par un Scanner la vraie formation du sac de sucre et son scellage, enfin par entrant dans une autre machine pour imprimer sur la paroi extérieur du sac toute les indications nécessaires (la marque de l'industrie, la date de production...).

Pour un fonctionnement délicat et précis de la machine, le système (de remplissage, d'emballage, de vérification et d'impressions) est contrôlé à l'aide des PLC et géré automatiquement au moyen d'un logiciel automate programmable industriel (API).

La nécessité d'une synchronisation pour l'accomplissement du cycle de cette machine, nous a suscité à concevoir et d'hierarchiser les différents phases suivants :

3.1.1. Première phase : Phase de dosage.

3.1.2. Deuxième phase : Phase de remplissage-scellage.

3.1.3. Troisième phase : Phase de convoyage et scanner.

3.1.1. La première phase, dont son rôle est de doser un kilogramme de sucre semoule pour être vider dans des sacs de plastiques, comprend ces différents composants :

- **Un cylindre conique d'ensilage** : servant à stocker le volume nécessaire du sucre en poudre pour une demi-journée de travail en cas de production lente (un seul cylindre en marche), et un quart de journée en cas de production forcée (deux cylindres doseurs en marche). Voir [Annexe I, figure 58/59/60].
- **Un diviseur de sucre poudre** : admettant une liaison entre le silo et les deux cylindres doseurs avec leurs pièces d'union pour assurer l'arrivée du sucre semoule et le remplissage dans le système de dosage. Voir [Annexe I, figure 61/62/63/64].
- **Une paire identique de cylindre doseur** : permettant de doser la masse exacte d'un kilogramme de sucre en poudre. Le remplissage et la vidange de ce cylindre, étant assurés au moyen des vérins pneumatiques, situés en haut et en bas du cylindre, dans un but d'acquérir un dosage et un vidange très rapide, simple et moins coûteux. Voir [Annexe I, figure 65/66/67].

3.1.2. La seconde phase est destinée pour remplir et emballer le sucre semoule dans des sacs en plastiques pour être prêts. Les différents composants de cette phase :

- **Un cône d'alimentation** équipé d'un **tube elliptique** : assurant l'obtention du profil des sacs et leur remplissage. Voir [Annexe I, figure 68/69/70/71].
- **Une paire identique de système de tirage des sacs** : servant à avancer le film en plastique autour du tube elliptique dans le but d'être scellé verticalement et horizontalement. Voir [Annexe I, figure 72/73/74].
- **Une paire identique de système de transmission** : consiste à transmettre la puissance du motoréducteur vers les deux poulies motrices du système de tirage. Voir [Annexe I, figure 75/76].
- **Une résistance verticale de scellage** : scellant verticalement le film plastique du sac. Voir [Annexe I, figure 77/78/79].
- **Une résistance horizontale de scellage** : accompagnée d'un **couteau de coupure**, exécutant le scellage horizontal des sacs et leur dislocation (coupure) entre eux. Voir [Annexe I, figure 80/81/82].

- **Système de porte rouleau :** consiste à tenir le rouleau en plastique des sacs d'emballages où le système est libre de tourner autour de son axe pour l'avancement du film. Voir [Annexe I, figure 83].

3.1.3. La troisième phase, dont son rôle est de déplacer les sacs de sucre semoule remplis de la machine d'emballage et de remplissage vers la machine d'impression qui va imprimer sur les sacs le nom du produit et le nom de l'usine avec la date de production, etc. En passant par une phase de scanning qui va vérifier la bonne production et le vrai scellement des sacs et voici ses composants :

- **Une glissière :** assurant le glissement des sacs des deux cylindres au convoyeur dont les deux lignes de glissement sont séparés par une plaque métallique pour que les sacs puissent glisser longitudinalement sans tourner et fermer le passage vers le convoyeur. Voir [Annexe I, figure 84/85].
- **Un convoyeur :** amène le déplacement de ces derniers dans un espacement déterminé et une vitesse déterminée au-dessous du scanner. Voir [Annexe I, figure 86/87].
- **Le Scanner :** vérifiant la bonne production des sacs et un bon scellement. Voir [Annexe I, figure 88/89/90].

4. Description du fonctionnement de la machine

Tout d'abord, le sucre en poudre est rempli dans le cylindre conique d'ensilotage en un volume déterminé, autant que ce dernier va être rempli dans le diviseur pour s'arriver vers les cylindres doseurs, dont la conception de ce diviseur est d'une manière très précise, les angles de ses coudes sont inférieurs à 25 degré et ses dimensions sont grandes pour éviter l'accumulation du sucre poudre. Autant que les deux vérins pneumatiques supérieurs du cylindre doseur et de la pièce d'union s'ouvrent, alors que le dosage d'un kilogramme de sucre poudre est au cours.

En même temps le rouleau de plastique en porté au porte rouleau est tiré, au moyen d'un système mécanique à poulies, et enroulé autour d'un tube elliptique, ensuite scellé en deux côtés verticalement et horizontalement à sa partie inférieure, auprès des résistances de scellage. A ce moment le sac est formé.

Ainsi que, le sucre dosé dans le cylindre doseur, est vidé dans le sac scellé passant par le cône d'alimentation et le tube elliptique, en fermant les vérins supérieurs et ouvrant les vérins inférieurs de vidange, à ce moment la résistance horizontale, équipée d'un couteau de coupure, intervient. Par suite, la partie inférieure du sac préfabriqué est scellée dont le couteau le sépare de son suivant.

Ensuite, les sacs sont séparés, alors ils se glissent sur la glissière, située au-dessous du tube, et arrivent au bout du convoyeur, alors ils se déplacent au-dessous du scanner et de sa châssis pour vérifier ces produits avant de continuer le parcours de ce sac endommager dans tout le système.

Enfin, après la vérification des sacs en passant par les grandes différentes tâches de productions ils rentrent dans la phase d'impression qui est le finissage de ce denier avant d'être transporter au consommateur.

5. Instructions

5.1. Instructions géométriques

A l'ordre du client les pré-dimensions des Sacs:

- ✓ Largeur : 140 mm
- ✓ Epaisseur : 10 mm
- ✓ Masse : 1 Kg

5.2. Instructions temporelles

- ✓ Journée de travail : 8 heures
- ✓ Semaine de travail : 6 jours

Le convoyeur de la société « HABASIT », utilisé dans notre projet, nécessite une maintenance continue et progressive.

Ainsi, le tableau suivant met en relation le type de maintenance avec l'intervalle de temps :

Type de maintenance	Intervalle de temps			
	Semaine	Mois	Demi-année	Année
Lavage, si nécessaire, du convoyeur	✓			
Inspection de la quantité de graisse		✓		
Inspection de la chaîne		✓		
Contrôle des équipements pneumatiques		✓		
Inspection des rouleaux			✓	
Mesure de l'élongation de la chaîne (max.3 %)				✓
Inspection des pignons et levée de la chaîne				✓
Contrôle des moteurs et des systèmes de transmission				✓

Tableau 2 : Maintenance nécessaire et intervalle de temps (Pour un convoyeur travaillant 24 h/24h et 7 jours/semaine).

Chapitre I

Sélection du matériau de base

Le matériau de base, utilisé dans la construction de cette machine, doit être choisi avec précision afin que la qualité du produit ne soit pas touchée, ainsi que la fiabilité du système.

Ainsi, le matériau choisit doit être compatible avec les aliments et ne doit pas subir aucune oxydation avec ce dernier. En outre, il doit être résistant à la corrosion surtout avec la variation de l'atmosphère.

Toutes ces exigences imposent l'utilisation de **l'acier inoxydable** comme matériel de base, étant le matériel anticorrosif le plus célèbre.

I.1. Définition des aciers inoxydables

Les aciers inoxydables sont des groupes de métaux à base de fer contenant au moins 10% de chrome (métaux d'alliage), selon leur poids, et renfermant une faible teneur en carbone (moins de 1,2%). Ce sont donc, comme les autres aciers, des alliages de fer et de carbone auquel on vient d'ajouter du chrome et d'autres éléments, notamment le nickel, mais aussi parfois le molybdène et le vanadium, afin d'améliorer la résistance à la corrosion.

L'oxyde de chrome "CrO", caractérisant leur qualité inoxydable, crée une barrière invisible ("film passif adhérente") à l'oxygène et l'humidité. Ainsi le chrome protège le fer contre la plupart des corrosions ou des rouilles rouges; d'où le terme acier "inoxydable".

La couche est trop fine pour être visible, ce qui signifie que le métal reste brillant. Il est imperméable à l'eau et l'air, protégeant ainsi le métal en-dessous. Lorsque la surface est rayée, la couche se reforme rapidement.

Le but des aciers inoxydables est d'avoir un matériel en acier très résistant à la rouille et la corrosion et résistant contre :

- Les conditions atmosphériques défavorables tels que : le dioxyde de carbone, l'humidité, les champs électriques, le soufre, le sel, et les composés de chlorure.
- Les substances chimiques produites naturellement ou artificiellement (par exemple l'ozone).
- Les conditions extrêmes telles que des températures très froides.

En 1821, le Français M. Berthier trouva que lorsque le fer était allié au chrome, il était plus résistant à certains acides. En fait, tous les aciers exposés à l'eau et à l'oxygène se corroderont. Cependant, on accepte comme norme internationale, que si moins de 0,1 mm de la surface plate de l'acier inoxydable est corrodée pendant une année, alors il est durable et peut être choisi dans l'application pour laquelle il a été testé.

I.2. Normes, Désignations et Compositions des aciers inoxydables

I.2.1. Normes

La plupart des aciers inoxydables utilisés sont conformes aux normes suivantes :

- a. **Normes Européennes** (norme **EN 10088** en particulier).
- b. **Normes Américaines** (normes de l'**AISI**).

Les normes d'autres pays existent également, mais sont peu connues internationalement.

I.2.2. Désignations et Compositions

Le tableau suivant comprend quelques désignations équivalentes des aciers inoxydables et leurs compositions correspondantes.

Désignation			Composition							
Afnor NF A35573 (France)	EN10027 (Européenne)	ANSI (États-Unis)	% C	% Mn	% P	% S	% Si	% Ni	% Cr	% Mo
Z6CN18-09	X5CrNi18-09 1.4301	304 (304 H)	0,07	2	0,04	0,03	1	8 à 10	17 à 19	—
Z2CN18-10	X2CrNi18-09 1.4307	304 L	0,03	2	0,04	0,03	1	9 à 11	17 à 19	—
Z6CND17-11	X5CrNiMo18-10 1.4401	316 (316 H)	0,07	2	0,04	0,03	1	10 à 12,5	16 à 18	2 à 2,5
Z2CND17-12	X2CrNiMo18-10 1.4404	316 L	0,03	2	0,04	0,03	1	10,5 à 13	16 à 18	2 à 2,5
Z12C13	X10Cr13 1.4006	410	0,08/0,15	1	0,04	0,03	1	—	11,5/13,5	—
Z8C17	X48Cr17 1.4016	430	0,08	1	0,04	0,03	1	0,5	16/18	—

Tableau 3 : Equivalences des désignations et leurs compositions correspondantes.

Les aciers inoxydables les plus courants sont 304L, 316L, 430, 409.

I.3. Éléments d'alliage

Le carbone provient du procédé de réduction du minéral, qui se fait avec du coke dans un haut-fourneau. Selon les propriétés désirées, on ajoute ou on enlève des éléments d'alliage :

- Le bore renforce la cohésion des joints de grains.
- Le soufre fragilise l'acier, par précipitation de sulfures aux joints de grains, donc on l'enlève lors de l'élaboration.

- Le nickel et le chrome protègent de la corrosion en venant former une couche passive, ils sont donc présents dans les aciers dits « inoxydables ».
- Aussi le magnésium, l'aluminium, le silicium, le titane, le manganèse, le cobalt, le zinc, l'yttrium...

L'adjonction des alliages permet d'obtenir les caractéristiques chimiques et physiques souhaitées en fonction de l'utilisation pour laquelle le produit final est destiné :

- Résistance à la chaleur
- Résistance au froid
- Facilité de transformation
- Résistance mécanique
- Résistance à la corrosion

I.4. Types d'aciers inoxydables

On distingue les quatre familles d'aciers inoxydables suivantes :

I.4.1. Les aciers martensitiques :

Ils sont utilisés lorsque les caractéristiques de résistance mécanique sont importantes. Les plus courants titrent 13 % de chrome avec au moins 0,08 % de carbone. D'autres nuances sont plus chargées en additions, avec éventuellement un faible pourcentage de nickel.

- Principaux types d'aciers inoxydables martensitiques: 410, 403, 416, 416 Se, 420, 431, 440C.
- Principales applications : les instruments de chirurgie, la coutellerie, les pièces d'avion, industrie chimique, turbines à gaz et à vapeur, articles de coutellerie.

I.4.2. Les aciers ferritiques :

Ils ne prennent pas la trempe. On trouve dans cette catégorie des aciers réfractaires à haute teneur en chrome (jusqu'à 27 %), particulièrement intéressants en présence de soufre. Les aciers ferritiques sont parfois utilisés comme barrière de résistance à la corrosion (tôles plaquées, tôles claddées) des parois d'équipements sous pression en acier utilisés dans les industries pétrochimique et chimique. Ces aciers sont souvent utilisés en lieu et place des aciers austéniques pour la réalisation d'ustensiles de cuisine de bon marché et de qualité médiocre (plats et couteaux par exemple).

- Principaux types d'aciers inoxydables ferritiques : 405, 430, 430F, 430 Se, 442, 446.
- Principales applications : l'industrie chimique et pétrochimique.

I.4.3. Les aciers austénitiques :

Ce sont de loin les plus nombreux, en raison de leur résistance chimique très élevée, de leur ductilité comparable à celle du cuivre ou du laiton, et aussi de leurs bonnes caractéristiques mécaniques élevées. Les teneurs en éléments d'addition tournent autour de 18 % de chrome et de 10 % de nickel. La teneur en carbone est très basse et la stabilité améliorée par des éléments tels que le titane ou le niobium. Ces aciers sont aussi utilisés en

compétition avec les alliages légers et l'acier à 9% de nickel pour la réalisation d'équipements destinés à la cryogénie.

- Principaux types d'aciers inoxydables austénitiques: 301 à 304, 308, 316 à 318, 321, 330, 347.
- Principales applications : l'industrie chimique, les produits alimentaires, les produits sanitaires.

I.4.4. Les aciers austéno-ferritiques :

Ils ont des propriétés de résistance à la corrosion inter granulaire ainsi qu'en eau de mer remarquables et présentent, pendant l'essai de traction, un palier élasto-plastique. Ils ont un comportement mécanique semblable aux aciers de construction. La transformation liquide/solide se traduit par une solidification en phase ferritique (ferrite delta) puis d'une seconde transformation, à l'état solide, en austénite. Ils devraient donc, en conséquence, être dénommés « aciers ferrito-austénitiques ». Le simple fait de désigner correctement ces aciers permet de tout de suite comprendre qu'un refroidissement lent, pendant le soudage, permettra à un maximum de phase ferritique de se transformer en phase austénitique et réciproquement, un refroidissement rapide aboutira à un gel de la ferrite laissant peu de possibilités à la transformation austénitique.

*On appelle métal **Austénitique** qui signifie, une solution solide non-magnétique de carbone et de fer qui existe sous forme d'acier au-dessus d'une température critique d'environ 723°C. Le taux de refroidissement détermine les proportions relatives de ces matériaux et ainsi les propriétés mécaniques (par exemple: dureté, résistance à la traction) de l'acier.*

Les alliages ferritiques et martensitiques sont résistants à la corrosion mais, sont moins durables que les catégories austénitiques et ne peuvent pas être durcis par traitement thermique.

I.5. Que signifie le L ?

Le "L" signifie "Low carbon" (basse teneur en carbone). Le bas carbone permet d'éviter la formation de carbures (notamment de carbures de chrome, qui est un composé très stable mais qui n'empêche pas l'oxydation du fer).

Composition	Type 304% max	Type 304L%
Carbone	0.08	0.03
Manganèse	2	2
Phosphore	0.045	0.045
Sulfure	0.03	0.03
Silicone	0.75	0.75
Chrome	18-20	18-20
Nickel	8-12	8-12
Nitrogène	0.1	0.1
Fer	Balance	Balance

Tableau 4 : composition de l'acier 304 et 304L en d'autre

I.6. Assemblage des aciers inoxydables

I.6.1. Soudage et Brasage :

Les procédés de soudage existants restent valables dans l'ensemble ; on recherche naturellement des soudures saines, sans porosités, dotées d'une bonne résistance mécanique, mais ici il faut en outre qu'elles conservent les qualités de résistance à la corrosion qui sont celles des matériaux de base.

Avant de procéder au soudage d'un acier inoxydable, il est extrêmement important de nettoyer convenablement les bords à souder y compris les abords (sur une zone qui pourrait atteindre une température supérieure à 400 °C) de toutes traces de graisse, de dépôts de carbone (traçage au crayon mine) ou autres impuretés de façon à éviter la formation de carbures du genre $Cr_{23}C_6$ ce qui provoquerait un fort appauvrissement en chrome (de l'ordre de 95 %) et donc la perte d'inoxidabilité de ces zones appauvries. Une très bonne méthode de nettoyage consiste à utiliser un jet de vapeur surchauffée. Les mêmes précautions sont à prendre lors du coupage thermique (plasma, LASER) et les traitements thermiques.

En principe les aciers inoxydables se travaillent dans des ateliers dits "blancs", c'est-à-dire présentant une propreté accrue et l'absence de matière pouvant polluer l'acier inoxydable. Dans les cas où la propreté doit être poussée (aviation, spatial, alimentaire, chimie, pharmacie...), l'atmosphère est sur-pressurisée.

La propriété de la couche d'oxyde ne doit pas faire oublier que le chrome est oxydable et donc de la nécessité de protéger le bain de fusion de l'action de l'oxygène par une atmosphère inerte qui peut être selon le cas, de l'argon ou de l'hélium ou de l'azote voire le vide, dans des procédés de soudage sans laitier comme le TIG, le MIG, le A-TIG, le plasma, le laser, le faisceau d'électron...

- Les aciers martensitiques, en raison de leur haute teneur en carbone, se prêtent mal au soudage homogène (*problème de rupture fragile en 1^{ère} passe*) et de fissuration à froid par conjugaison des trois facteurs : *présence de structures fragiles, effet de l'hydrogène et apparition de contraintes*), à chaque fois que possible préconiser le soudage hétérogène avec produit d'apport austénitique.
- Les aciers ferritiques tendent à devenir fragiles lorsqu'ils sont soudés en homogène et devraient être immédiatement suivi d'un traitement d'hyper-trempe (*remise en solution des carbures et des composés intermétalliques*), ce qui n'est pas toujours réalisable. Lorsque rien ne s'y oppose (problème de corrosion galvanique par exemple) ou qu'il n'y a pas de contre-indication avec la destinée de l'équipement fabriqué, il est préconisé de souder en hétérogène avec un produit d'apport

austénitique en utilisant de faibles énergies de soudage pour éviter la formation de zones à gros grains fragiles à basse température.

- Les aciers austénitiques sont les plus aptes au soudage. Le métal d'apport et les paramètres de soudage doivent être choisis avec soin afin que le joint soudé conserve les propriétés chimiques et mécaniques de l'acier de base.
- Les aciers austéno-ferritiques :

On a toujours intérêt à privilégier les méthodes qui limitent dans le temps et en volume la fusion du métal : le soudage par résistance (par points, à la molette, par étincelage) donne d'excellents résultats et il ne faut pas oublier le brasage, qui ne provoque aucune fusion du métal de base. Le brasage diffusion sous vide donne d'excellents résultats pour l'assemblage de pièces usinées relativement petites et aux profils complexes (pièces d'horlogerie, micro-moteurs, prothèses, instrumentation...). Les brasures à l'argent donnent des joints très résistants mais le brasage au cuivre, à l'étain, et par voie de conséquence le soudo-brasage au laiton sont formellement proscrits car ils provoquent une décohésion granulaire et la ruine de l'assemblage.

Le meilleur moyen pour souder les aciers inoxydables, lorsque c'est possible, est le soudage avec métal d'apport austénitique. Tous les procédés traditionnels sont utilisables, soudage à l'arc à l'électrode enrobée, le soudage à l'arc submergé, les procédés sous atmosphère inerte comme le TIG et le MIG, le soudage plasma. Le flux d'argon ou d'hélium autour de l'arc électrique empêche l'oxydation du bain de fusion ainsi que pendant le transfert du métal d'apport.

I.6.2. Rivetage et Boulonnage :

Les rivets donnent des joints bien serrés en raison de leur coefficient de dilatation élevé. Au-dessous de 5 mm on peut riveter à froid. L'étanchéité est généralement moins bonne que pour les aciers ordinaires, en raison de l'absence de rouille.

Il est bien entendu conseillé de ne pas « marier » les métaux de façon disparate, afin d'éviter la corrosion électrochimique que cela ne manquerait pas de provoquer. La visserie et la boulonnerie en acier inoxydable s'imposent donc tout naturellement.

I.7. Traitements de surface des aciers inoxydables

I.7.1. Polissage mécanique

➤ Avantages du polissage mécanique :

Le polissage mécanique permet d'obtenir des états de surfaces très différents ; en effet :

- Le polissage à l'abrasif permet de donner un aspect rayé plus ou moins mat. Le polissage à l'abrasif est gradué en grain, plus le grain est élevé, plus l'état de surface est lisse. Le poli grain 80 est une rayure grossière visible, le poli grain 220 ou G220 est l'état de surface le plus répandu, notamment pour la décoration. Le

grain 1000 est communément appelé poli miroir, le niveau de polissage supérieur s'appelle le glaçage.

- Le sablage à la bille de verre, d'acier ou au sable donnera un aspect martelé très fin semi-mat.

➤ Inconvénients du polissage mécanique :

Lorsqu'un polissage avec un grain grossier est réalisé sur une pièce, la résistance à la corrosion, ainsi que les risques liés aux effets d'entailles sont augmentés d'autant. En effet, chaque défaut de surface est une porte ouverte aux dépôts d'impuretés qui risquent de générer une corrosion électrochimique communément appelé "effet de pile".

1.7.2. Passivation :

La passivation est une série de bains dans lesquels les pièces sont trempées. Le but est, d'abord, de décontaminer les pièces des inclusions d'acier. En effet, l'usinage est réalisé avec des outils composés de toute sorte de métaux ou alliage (aciers, carbures) sans parler des revêtements d'outils que l'usinage des aciers inoxydables rendent souvent nécessaires (oxyde de titane).

Ensuite, la passivation réalise les oxydations nécessaires à la protection de l'acier inoxydable. Le chrome et le nickel vont s'oxyder réalisant ainsi la protection de l'acier. L'acier inoxydable non passivé se couvre lui aussi d'une couche qui s'oxyde à l'air. Le problème de cette passivation "naturelle" est qu'elle n'est pas contrôlée et peut ne pas être complète et laisse une fenêtre de temps pendant laquelle l'acier n'est pas totalement inoxydable.

1.7.3. Polissage électrochimique :

Les pièces en acier inoxydables sont immergées dans une solution d'acide pendant qu'un courant de forte intensité est appliqué. L'état de surface ainsi obtenu est brillant.

1.8. Avantages des aciers inoxydables

- a. Résistance à la corrosion dans l'atmosphère, l'eau pure, et dans la plupart des acides, et des solutions alcalines des environnements chlorés
- b. Résistance à la chaleur et à l'incendie (feu) grâce à la grande teneur en chrome et nickel qui résistent à des températures élevées
- c. Hygiène ou la facilité de son nettoyage et de son entretien, le rend le premier choix dans les conditions d'hygiène strictes tels que les hôpitaux, les cuisines, les abattoirs et autres usines de transformation des aliments

- d. Apparence esthétique ou brillante due à la facilité de l'entretien de sa surface qui le donne un aspect moderne et attrayant
- e. Résistance aux chocs grâce à la microstructure austénitiques qui offre une grande résistance, depuis les températures élevées jusqu'à celles au-dessous de zéro
- f. Résistances mécanique et thermique élevées offrant l'avantage d'un fonctionnement sécuritaire et sans incident ainsi que l'ouvrage sera protégé
- g. Facilité de fabrication, par les techniques modernes de fabrication, c.à.d. que l'acier inoxydable peut être coupé, soudé, formé, usiné... aussi facilement que les aciers traditionnels
- h. Valeur à long terme ou longue durée de vie c.à.d. lorsque le total des coûts du cycle de vie est pris en compte, l'acier inoxydable est souvent l'option la moins chère du matériel
- i. Recyclable et caractérisé par la possibilité de refonte ce qui n'est pas nuisible pour l'environnement

1.9. Choix de la famille appropriée de l'acier inoxydable

Selon la « Raffinerie de sucre chekka Co. SAL », le potentiel d'hydrogène du sucre (ph) varie de 6,8 à 7 ; de ce fait, on peut tirer que le sucre poudre est un élément neutre, du point de vue chimique ; c.à.d. il ne subit aucune réaction d'oxydation avec l'acier de la trémie, dans lequel il est ensilé.

Pour le choix de la famille appropriée de l'acier inoxydable, il faut prendre en considération que ce dernier doit être compatible avec les produits alimentaires, notamment le sucre poudre (dans notre cas). Parmi les différentes familles des aciers inoxydables (austénitiques, ferritiques, martensitiques, austéno-ferritiques), la seule qui est conforme à cette exigence est celle des aciers inoxydables « **austénitiques** ».

De la famille « austénitique » des aciers inoxydables, on tend à choisir l'acier inoxydable le plus couramment utilisé, qui est le « **SS304** ».

Ainsi, l'admission de l'acier inoxydable SS304, comme matériau de base, revient à plusieurs raisons parmi lesquelles, on cite :

- a. Bonne soudabilité et bonnes propriétés de formage
- b. Bonne résistance à la corrosion et à l'oxydation grâce à sa teneur en chrome
- c. Coût très économique
- d. Qualité d'usinage acceptable
- e. Qualité de maniabilité élevée
- f. Excellente résistance, même pour des températures cryogéniques (relatif aux basses températures, inférieure à -150°C)
- g. Facilité de nettoyage, facilité de fabrication, apparence esthétique.

Principales applications de l'acier austénitique SS304 : alimentaires, blanchisseries, toutes applications mécaniques en général.

	Contrainte en rupture Ksi (Mpa)	Contrainte élastique Ksi (Mpa)	Elongation% 50.8mm	Dureté Rockwell
Type 304L	85(586)	35(241)	55	B80
Type 304	90(621)	42(290)	55	B82

Tableau 5 : Caractéristique mécanique des deux types d'acier inox.

Le tableau suivant dresse les différentes propriétés du SS304 :

Propriétés	Valeur	Commentaire
Propriétés physiques		
Densité	8.03 g/cc	
Propriétés mécaniques		
Dureté, Rockwell (B)	82/80	304/304L
Contrainte de rupture (MPa)	621 /586	304/304L
Contrainte élastique (MPa)	290 /241	304/304L
Allongement à la rupture ou Elongation (%)	55	à 2 poucesou 50,8 mm
Module d'élasticité (GPa)	193	En tension
Module d'élasticité (GPa)	78	En torsion
Propriétés électriques		
Résistivité électrique ($\mu\Omega$.cm)	116	à 659 °C
Résistivité électrique ($\mu\Omega$.cm)	72	à 20 °C
Perméance magnétique (Oersteds)	200	Recuit Max 1.02
Propriétés thermiques		
Coefficient d'Expansion Thermique ($\mu\text{m}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)	16.9	0°C à 100°C
Coefficient d'Expansion Thermique ($\mu\text{m}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)	18.7	à 649°C
Capacité thermique (KJ/Kg. °C)	0.5	0°C à 100°C
Conductivité thermique (W/m.K)	16.2	à 100°C
Conductivité thermique (W/m.K)	21.4	à 500°C
Propriétés de Procédé		
Température de mélange (°C)	1371- 1399	

Tableau 6 : Propriétés de l'acier inoxydable SS304.

Chapitre II

Choix de la matière des sacs d'emballage

En ce qui concerne le film des sacs d'emballage en plastique, on a adopté, comme matière de base de leur fabrication, le « Polypropylène (PP) » selon le code ISO 1043.

Le polypropylène, est un polymère obtenu par la polymérisation des monomères de propylène dans un réacteur, sous une pression de 5 atm à 40 atm, à une température de 50°C à 90°C, en présence d'un catalyseur et moins de 1% d'un solvant (carbone d'hydrogène).

Les propriétés physiques et mécaniques du polypropylène sont les suivantes :

- Température de fusion : $T_f = 170^\circ\text{C}$
- Température de transition vitreuse : $T_g = -10^\circ\text{C}$
- Densité : $\rho \approx 0,905 \text{ g/cm}^3$
- Module d'Young: $E = 1,5 \text{ MPa}$

L'avantage principal du polypropylène est sa bonne résistance à des températures élevées. Il est autoclavable plusieurs fois à 121 °C et garde de bonnes propriétés mécaniques et une bonne résistance chimique, mais il a tendance à être légèrement plus attaqué par des oxydants forts.

Le polypropylène, abrégé PP, avec un grade d'injection, est très facilement recyclable.

Le domaine d'application du propylène est très large, en effet :

On trouve beaucoup de polypropylène dans les équipements automobiles, notamment les pare-chocs, les tableaux de bord et l'habillage de l'habitacle. Le polypropylène est aussi beaucoup utilisé pour les emballages alimentaires, grâce à sa résistance à la graisse, sa transparence et son aspect brillant.

Chapitre III

Etudes et analyse de différentes composantes de la machine

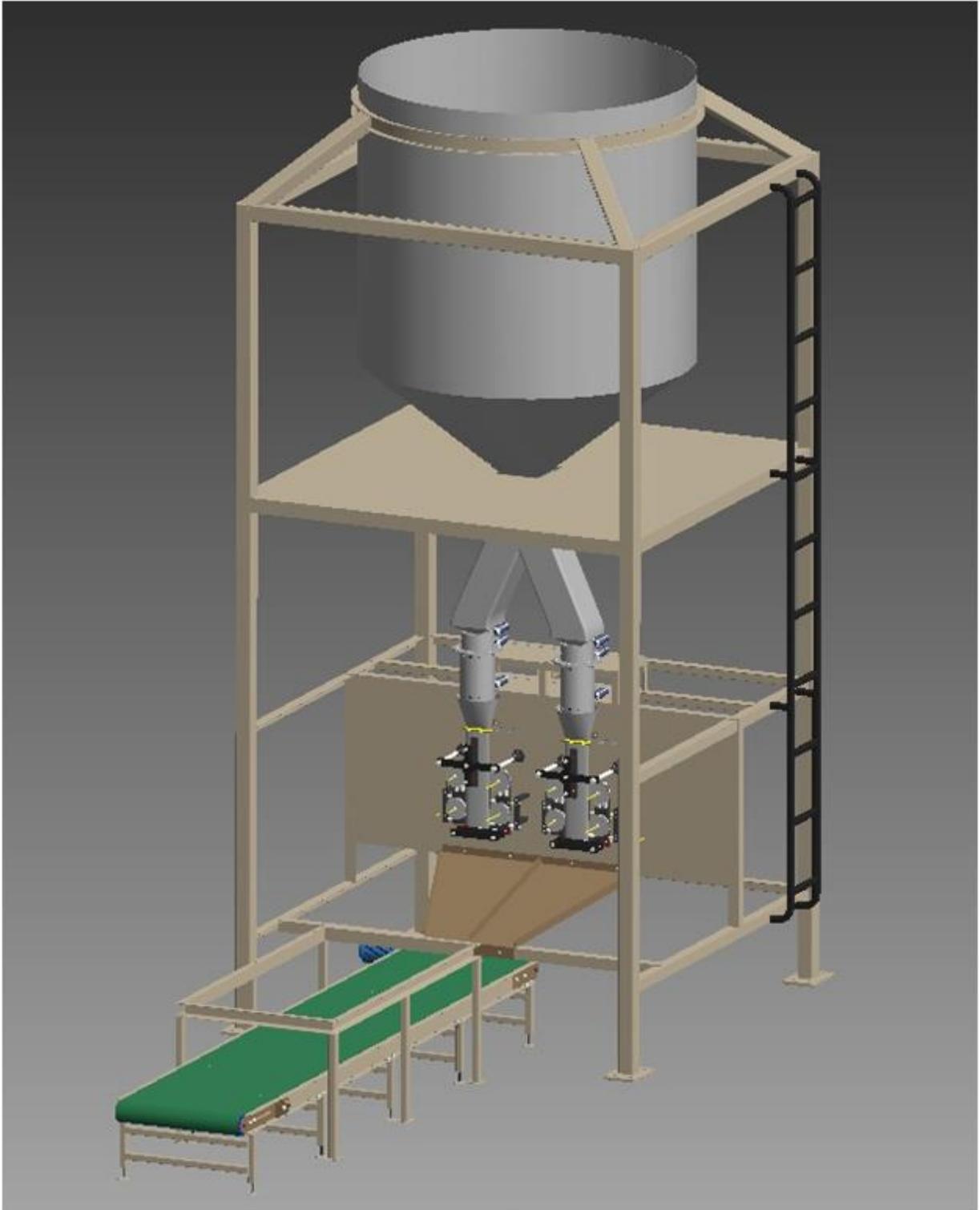


Figure 1 : Vue isométrique de la machine d'emballage de sucre en poudre.

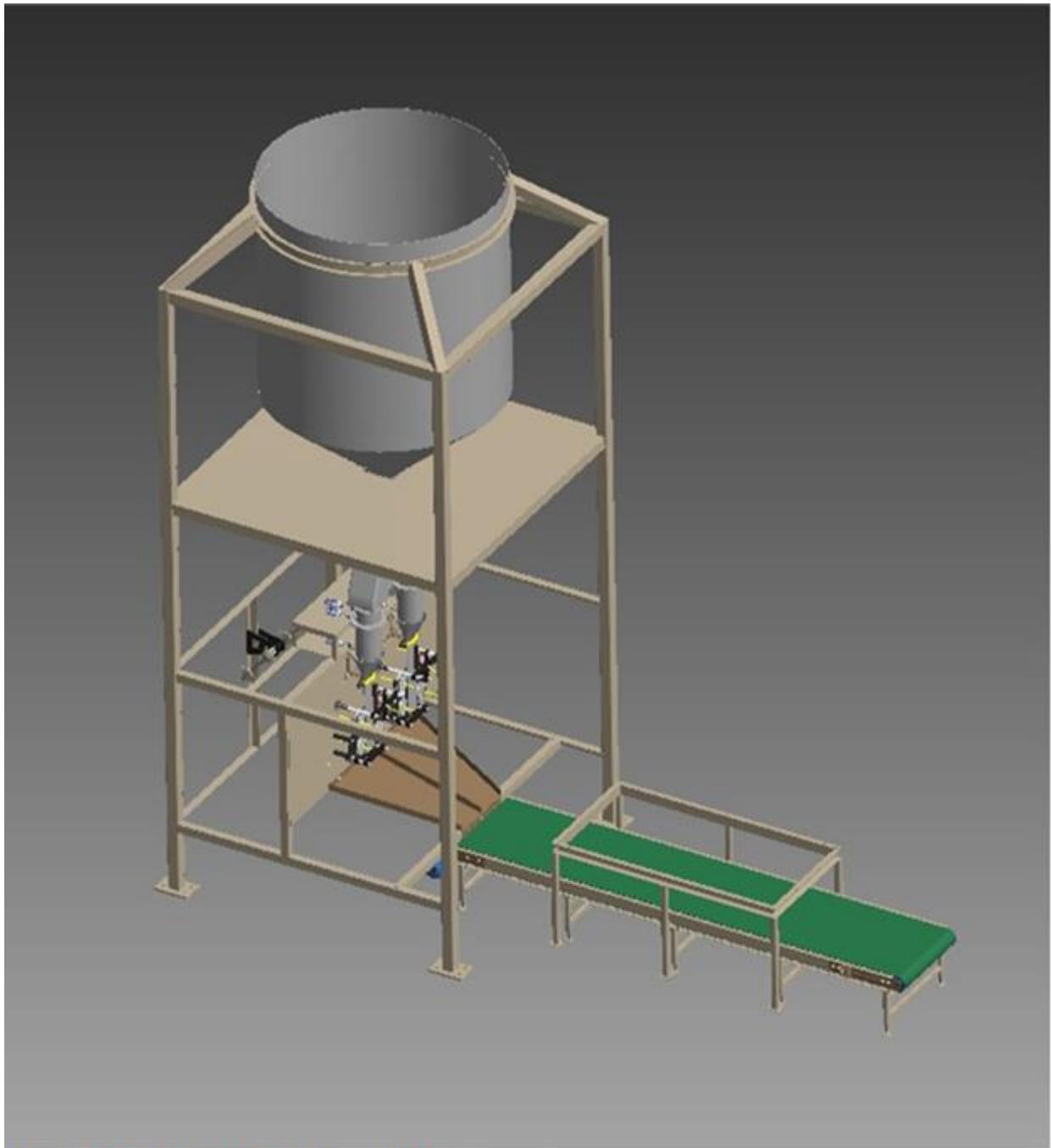


Figure 2 : Vue isométrique de la machine.

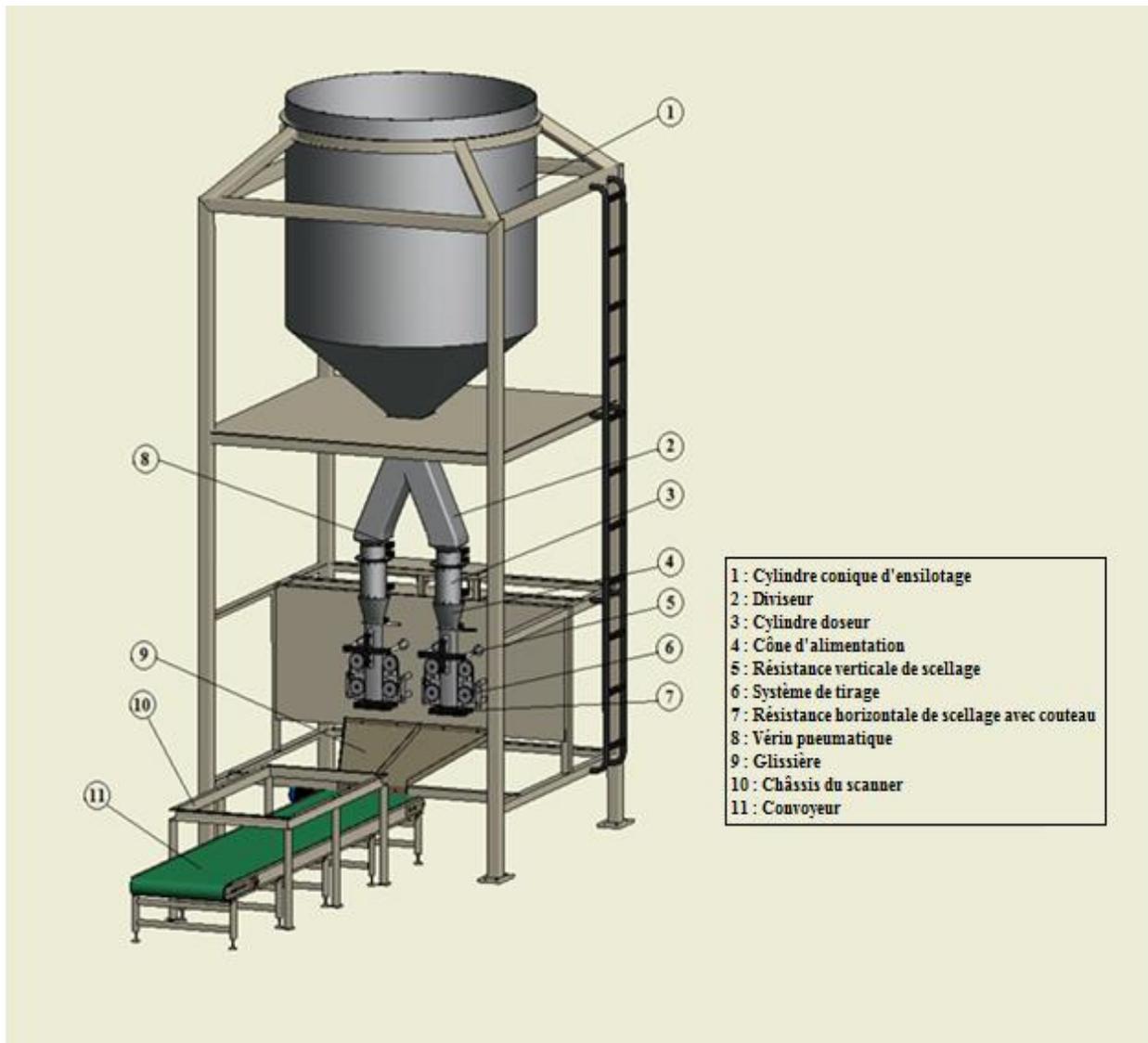


Figure 3 : Annotation des composants de la machine.

Pour les différentes représentations des composants de la machine, à voir [Annexe I].

III.1. Etude du cylindre conique d'ensilage (Silo)

III.1.1. Dimensionnement du cylindre conique d'ensilage (Silo)

Ce dimensionnement consiste à calculer la hauteur (H) de la partie cylindrique nécessaire pour une demi-journée de production lente à un seul cylindre doseur, et un-quart-journée de travail à une production forcée à deux cylindres doseurs.

Ainsi que ce Silo est formée de deux parties, une partie cylindrique et une partie conique constituée de tôles, chacune d'épaisseur de 5mm dont ils sont soudés ensemble.

Supposons que le diamètre du cylindre est de 2m et la hauteur du cône h=0.7m, dans une condition d'avoir une pente plus que 30° pour que le sucre ne s'accumule pas.

$$\tan \alpha = \frac{0,7}{0,880}$$

$$\alpha = \tan^{-1} 0,8 = 38,50^\circ$$

Dans tout le projet, la masse volumique du sucre semoule est de :

$$\rho = 849 \text{ Kg/m}^3$$

La masse de sucre poudre que doit contenir ce Silo, pendant une demi-journée de travail (4heures) à un cylindre doseur en marche :

M = Débit massique d'un seul cylindre x Nombre d'heures de travail x Nombre de cylindres doseurs.

$$M = 1200 \text{ (Kg/hr)} \times 4 \text{ (hr)} \times 1 = 4800 \text{ Kg.}$$

$$\mathbf{M = 4800 \text{ Kg.}}$$

Le volume total du Silo, nécessaire pour contenir cette Masse « M », est déduit de la masse volumique du sucre poudre :

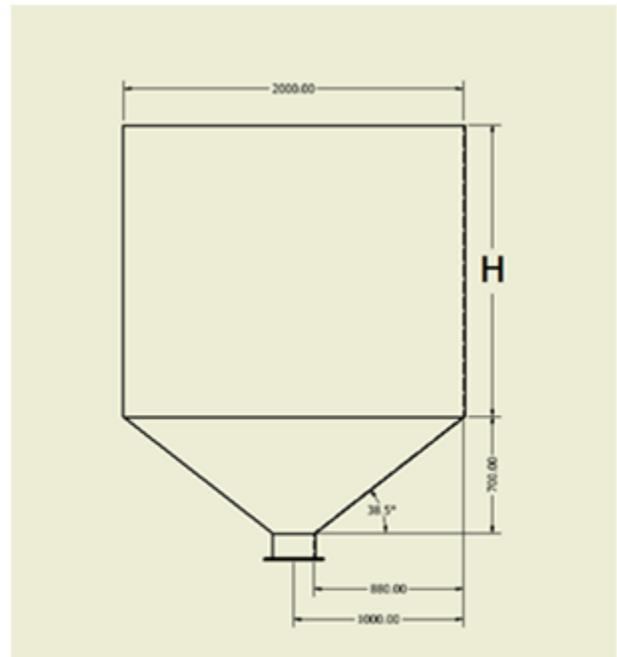


Figure 4 : Dimensions du cylindre conique d'ensilage.

$$\rho = \frac{M}{V}$$

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{4800}{849} = 5,65 \text{ m}^3$$

D'autre part, le volume total est la somme du volume du cylindre avec le volume du cône.

$$V_{\text{total}} = V_{\text{cylindre}} + V_{\text{cône}} = 5,65 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{cylindrique}} = \pi r^2 H = 3,14H$$

$$V_{\text{cône}} = \frac{\pi}{3} r^2 h = \frac{\pi}{3} \cdot 1^2 \cdot 0,7 = 0,73 \text{ m}^3$$

$$\pi r^2 H + \frac{\pi}{3} r^2 h = 5,65$$

$$3,14H + 0,73 = 5,65$$

$$H = 1,55 \text{ m}$$

Ainsi que le cylindre conique d'ensilotage est rempli jusqu'au bout à 100% donc on augmente sa hauteur de 20 cm au contour pour assurer un bon remplissage et un stockage parfait.

Donc soit la hauteur d'ensilotage (H) du cylindre de **1,75 mètre**.

III.1.2. Calcul du cordon de soudure joignant le cylindre conique d'ensilage avec la barre UAP

On a adopté dans notre projet que la barre UAP 100 est enroulée autour du cylindre, et ce dernier est assemblé à l'intérieur de l'enroulement en se soudant tout le long de la barre.

Ainsi, le cordon de soudure est soumis à une charge réparties sur le périmètre de la paroi extérieure du Silo.

$$\text{Tel que: } Q = \frac{F}{L}$$

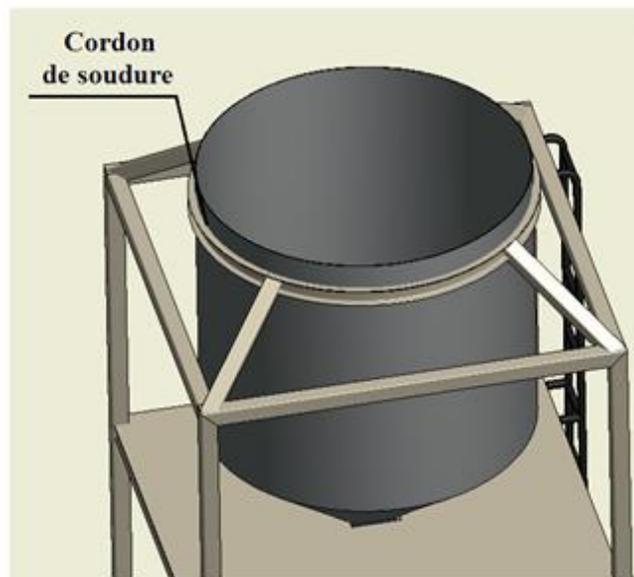


Figure 5: Cordon de soudure entre la paroi du cylindre et la barre UAP.

Où : $\left\{ \begin{array}{l} F : \text{Le poids total du cylindre-conique et du sucre stocké en cas d'excès par d'autre} \\ \text{terme, c'est l'effort de cisaillement exercé sur le cordon de soudure, qui est égale à} \\ F = mg = 5000 \times 10 = \mathbf{50000 \text{ N}} \\ L : \text{Le périmètre du cercle en effet c'est la longueur du cordon de soudure, qui est égale à} \\ L = 2\pi r = \pi d \\ L = \pi \times 2,01 = \mathbf{6,31m} \end{array} \right.$

Donc :
$$Q = \frac{F}{L} = \frac{50000}{6,31}$$

$$Q = \mathbf{7924 \text{ N/m}}$$

C'est la charge réparties sur tout le périmètre de la barre UAP 100 amenant au cisaillement s'écrit :

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{a.L} = \frac{Q}{a} \leq \tau_p$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} Q : \text{La charge répartie sur la barre et exercée sur le cordon de soudure.} \\ a : \text{L'épaisseur du cordon de soudure.} \\ \tau_p : \text{Contrainte permise de cisaillement } (\tau_p = 0,3 \sigma_r \text{ selon les normes américaines ANSI et} \\ \text{ASME), avec } \sigma_r \text{ est la résistance à la rupture de l'électrode utilisée (510MPa).} \end{array} \right.$

Alors que l'épaisseur de soudure sera :

$$\frac{Q}{a} \leq 0,3 \cdot \sigma_r$$

$$a \geq \frac{Q}{0,3 \cdot \sigma_r} = \frac{7924}{0,3 \times 510 \times 10^6}$$

$$a = 0,518 \times 10^{-3} \text{ m} = \mathbf{0,518 \text{ mm}}$$

Soit donc l'épaisseur définitive de soudure de **3 mm**.

III.2. Etude du cylindre de dosage

III.2.1. Dimensionnement du cylindre de dosage



Figure 6 : Vue isométrique du cylindre doseur.

En cours de notre projet, on a simplifié le système de pesage par un système de dosage par deux vérins, dont les tiges s'embouchent dans une plaque pour amener un système de remplissage et de vidange rapide de ce système. Avec un autre vérin pour la pré-fermeture du système où elle s'agit d'une plaque de petite épaisseur inscrite dans une pièce d'union joignant le cylindre doseur et le diviseur du sucre, où son but principale de diminuer la pression de chute de sucre semoule sur le cylindre doseur et d'éviter l'arrivée du sucre au bout du cylindre de dosage.

Or il faut que chaque cylindre doseur ait un volume intérieur équivalent à un kilogramme de sucre poudre, dont on peut déduire ce volume d'après la masse volumique de ce dernier, tel que :

- Masse demandé, $M = 1 \text{ kg}$.
- Masse volumique du sucre poudre, $\rho = 849 \text{ kg/m}^3$

Donc le volume intérieur demandé du cylindre doseur est :

$$V_{\text{int.}} = \frac{M}{\rho} = \frac{1}{849} = 1,17 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Or la forme intérieure doit être sous forme d'une calotte sphérique pour que le sucre ne s'accumule pas et son accumulation n'impose pas un système de freinage pour la démarche de ce dernier dans le système.

Alors notre sujet est de chercher le diamètre intérieur de la calotte sphérique où le volume est de $1,17 \times 10^{-3} \text{ m}^3$.

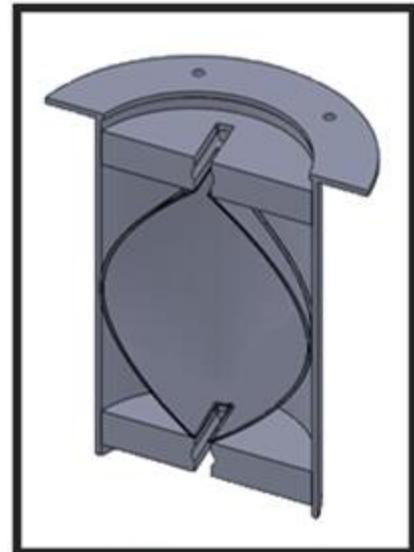


Figure 7 : Vue de coupe du cylindre doseur.

$$V = \frac{4}{3} \pi r^3 = 1,17 \times 10^{-3}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{3 \times 1,17 \times 10^{-3}}{4 \pi}} = 6,5 \text{ cm}$$

Alors le diamètre intérieur sera de 13 cm.

$$D = 13 \text{ cm.}$$

III.2.2. Dimensionnement des boulons d'assemblage joignant la pièce d'union avec le cylindre doseur



Figure 8 : Cylindre doseur assemblé avec la pièce d'union.

On a admis que la pièce d'union est assemblée au cylindre doseur par six boulons répartis en position radiale verticale d'une manière symétrique équidistante sur tout le périmètre circulaire.

Dans le cas où les boulons sont sollicités en traction, pas d'effort de cisaillement.

Donc la résistance des boulons doit vérifier la condition de la contrainte :

$$\sigma_{adm} \geq 1,25 \frac{R}{S}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{adm} : \text{La contrainte normale de traction admissible des boulons en (N/mm}^2\text{)} \\ R : \text{Effort normal de traction exercé sur chaque boulon en (N)} \\ S : \text{La section résistance de la tige filetée en (mm}^2\text{)} \end{array} \right.$

Type de classe des qualités	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9
σ_{adm} (N/mm ²)	240	280	300	340	350	410	410	550	670

Tableau 7 : contraintes admissibles des boulons pour chaque classe σ_{adm} .

En outre, on a utilisé comme classe de qualité « 6.6 » des boulons, dont elle possède une contrainte admissible de $\sigma_{adm} = 350 \text{ N/mm}^2$.

- Calculons l'effort normal de traction exercé sur chaque boulon d'assemblage :

L'effort normal de traction exercé sur chaque boulon est le résultat de la pression du sucre semoule agissante sur la surface circulaire supérieure du cylindre doseur, ensilé du cylindre conique d'ensilotage.

$$\text{Soit donc : } \mathbf{R = \frac{P.A}{n}}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} P : \text{Pression du sucre semoule trouvant au-dessus de la section circulaire du cylindre doseur en (N/mm}^2\text{)}. \\ A : \text{Surface de la section circulaire du cylindre doseur en (m}^2\text{)}. \\ n : \text{nombre de boulons d'assemblage des deux pièces.} \end{array} \right.$

Or la pression du sucre semoule exercée sur la section circulaire du cylindre doseur est calculée par la formule suivante :

$$\mathbf{P = \rho . g . h}$$

Où $\left\{ \begin{array}{l} \rho : \text{Masse volumique du sucre semoule (849 kg/m}^3\text{)}. \\ g : \text{Accélération pesante (9,81m/s}^2\text{)}. \\ h : \text{Hauteur du sucre semoule se trouvant au-dessus de la section circulaire du cylindre doseur: } h = 0,8 + 0,7 + 1,55 = \mathbf{3,05 \text{ m}}. \end{array} \right.$

$$P = 849 \times 9,81 \times 3,05$$

$$\mathbf{P = 25403 \text{ N/m}^2}$$

Ainsi que, la surface circulaire de contact de la plaque du cylindre doseur et du sucre semoule est déterminée par la relation suivante :

$$A = \pi r^2$$

Où : r est le rayon de la plaque r = 0,1m

$$A = \pi \times (0,1)^2$$

$$\mathbf{A = 0,031 \text{ m}^2}$$

Alors que, l'effort normal de traction exercé sur chaque boulon est :

$$R = \frac{P.A}{n} = \frac{25403 \times 0,031}{6} = \mathbf{131,24 N}$$

Ensuite, la condition de résistance pour chaque boulon, permet en déduire son diamètre :

$$S \geq \frac{1,25R}{\sigma_{adm}}$$

$$S \geq \frac{1,25 \times 131,24}{350}$$

$$S \geq 0,47 \text{ mm}^2$$

Le diamètre des boulons sera :

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 0,47}{\pi}}$$

$$d \geq 0,77 \text{ mm}$$

Donc, soit le diamètre définitif des boulons d'assemblage est de :

$$\mathbf{d = 8 mm}$$

III.2.3. Calcul des boulons d'assemblage joignant les plaques inférieures et supérieures du système de remplissage et de vidange, avec le cylindre doseur

On a admis que les plaques supérieures et inférieures du système de remplissage et de vidange, assemblées au cylindre doseur au moyen de six boulons, répartis de la même manière de la plaque d'union mais horizontalement pour chaque plaque.

Ces boulons sont sollicités en cisaillement où l'effort de traction étant négligeable.

Alors que, la résistance des boulons doit être vérifié, simultanément par :

$$\frac{\sqrt{R^2 + 2,36\left(\frac{a}{m}\right)^2}}{S} \leq \sigma_{adm}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} S : \text{Section résistance de la tige filetée en (mm}^2\text{)} \\ q : \text{Effort de cisaillement pondéré par boulon, exercé sur l'assemblage en (N)} \\ m : \text{Nombre de plans de cisaillement (dans notre cas } m=1\text{)} \\ \sigma_{adm} : \text{Contrainte admissible de boulons en (N/mm}^2\text{)} \\ R : \text{Effet normal de traction exercé sur chaque boulon} \end{array} \right.$

Type de classe des qualités	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9
σ_{adm} (N/mm ²)	240	280	300	340	350	410	410	550	670

Tableau 8 : contrainte admissible des boulons σ_{adm} .

Dans notre projet, on a utilisé des boulons ayant une classe de qualité « 6.6 » qui possèdent une contrainte admissible : $\sigma_{adm} = 350 \text{ N/mm}^2$.

L'effort de cisaillement exercé sur les boulons et sur l'assemblage est :

$$q = \frac{F}{n}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} F : \text{Effort de cisaillement perpendiculaire à l'axe du boulon.} \\ n : \text{Nombre de boulons.} \end{array} \right.$

a. Pour la plaque supérieure de remplissage :

L'effort de cisaillement est pris égal à l'effort normal de traction agissant sur la surface circulaire de la pièce séparatrice, donc selon le dernier paragraphe.

$$\text{Alors } q_1 = 131,24 \text{ N}$$

Or l'effort normal de traction, exercé sur chaque boulon d'assemblage, étant nul.

$$R = 0 \text{ N}$$

Alors la condition de résistance pour chaque boulon, permet d'en déduire son diamètre :

$$S \geq \frac{\sqrt{R^2 + 2,36\left(\frac{q}{m}\right)^2}}{\sigma_{adm}}$$

$$S \geq \frac{\sqrt{0^2 + 2,36(131,24)^2}}{350}$$

$$S \geq 0,576 \text{ mm}^2$$

Donc, le diamètre des boulons sera :

$$d \geq \sqrt{\frac{4S}{\pi}}$$
$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 0,576}{\pi}}$$
$$d \geq 0,856 \text{ mm}$$

Soit donc le diamètre définitif des boulons d'assemblage de la plaque supérieure.

$$d = 8 \text{ mm}$$

b. Pour la plaque inférieure de vidange :

L'effort de cisaillement est pris égal à l'effort normal de traction sur les boulons mais dans ce cas la pression est autant plus faible que celle subit sur la plaque supérieure car la pression exercée sur la plaque de vidange est à cause de la hauteur du cylindre doseur remplis du sucre semoule qui est 0,2 m.

Alors que la pression sera de :

$$P = \rho gh$$
$$P = 849 \times 9,81 \times 0,2$$
$$P = 1666 \text{ Pa}$$

Donc l'effort de cisaillement sur chaque boulon sera :

$$q_2 = \frac{PS}{n} = \frac{1666 \times 0,031}{6}$$
$$q_2 = 8,773 \text{ N}$$

Avec l'effort normal de traction sur chaque boulon étant nul.

$$R = 0 \text{ N}$$
$$S \geq \frac{\sqrt{R^2 + 2,36 \left(\frac{q_2}{m}\right)^2}}{\sigma_{adm}}$$
$$S \geq \frac{\sqrt{0^2 + 2,36(8,773)^2}}{350}$$

$$S \geq 0,038 \text{ mm}^2$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 0,038}{\pi}}$$

$$d \geq 0,22 \text{ mm}$$

Donc soit le diamètre définitif des boulons de **6 mm** pour la plaque inférieure de vidange.

III.2.4. Calcul des dimensions des fenêtres de plaque de remplissage et de vidange du cylindre doseur

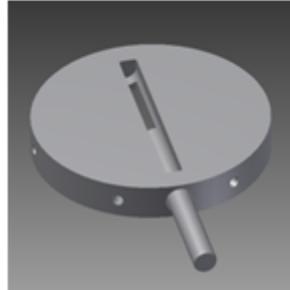


Figure 9 : Vue isométrique de la plaque du cylindre doseur.

On adopte que la plaque supérieure de remplissage est similaire de la plaque inférieure de vidange.

Ainsi qu'on désire de remplir le cylindre doseur d'une masse d'un kilogramme de sucre pendant une seconde.

- Détermination de la surface utile :

La surface utile minimale de la section d'ouverture est déterminée par le débit volumique et le mouvement de chute du sucre poudre.

En effet, le mouvement de chute étant uniformément accéléré, de ce fait on peut exprimer la vitesse de chute du sucre poudre par la forme :

$$V = a \cdot t + V_0$$

Où :

- V : Vitesse de chute de sucre poudre en (m/s).
- a : Accélération de chute de sucre poudre (m/s²).
- t : Temps utile pour obtenir la masse désirée de sucre poudre en (s).
- V₀ : Vitesse initiale de chute de sucre poudre pour (t₀ = 0) en (m/s).

On a comme condition initiale à l'instant « t₀ = 0 » la vitesse initiale V₀ = 0 m/s.

Alors la forme de vitesse instantanée sera V = a.t

Or d'après la troisième loi de Newton.

$$\sum F = mg$$

Et comme on a le cas d'une chute libre donc :

$$\sum F = mg = \text{poids de sucre qui est en chute.}$$

$$\text{Donc : } \mathbf{mg = ma}$$

$$\mathbf{g = a = 9,81 \text{ m/s}^2 \text{ (accélération de la pesanteur)}}$$

En outre, le débit volumique est exprimé en plusieurs formes comme suite :

$$D = \frac{v}{t} = \frac{m}{\rho.t} = \frac{Q}{\rho} = V.S_{\text{utile}}$$

Avec :

- D : Débit volumique du sucre semoule dans le cylindre doseur en (m³/s).
- V : Volume de sucre semoule qui doit être rempli ou vidé dans le cylindre doseur en (m³).
- t : Temps utile pour le remplissage ou de vidange du cylindre doseur qui est égale à une seconde.
- Q : Débit massique de remplissage et de vidange du cylindre doseur qui est égale à 1kg/s.
- ρ : Masse volumique du sucre semoule, égale à 849 kg/m³.
- m : Masse adoptée de sucre semoule dans le cylindre doseur égale à 1kg.
- v : Vitesse de chute de sucre semoule en (m/sec).
- S_{utile} : Surface utile et minimale de la section d'ouvertures en (m²).

D'après l'expression de la vitesse de chute de sucre semoule « V = a.t », on peut déduire l'expression finale du débit volumique, en effet :

$$Q = \frac{m}{\rho.t} = a.t.S_{\text{utile}}$$

$$S_{\text{utile}} = \frac{m}{\rho.a.t^2} = \frac{1}{849 \times 9,81 \times 1^2} = 1,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\mathbf{S_{\text{utile}} = 1,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

- Détermination de la surface adoptée :

Mais autant que la section prise ou adopté doit être plus grande que la section utile, autant le système est plus facile pour le remplissage et le vidange de sucre semoule.

Prenons donc la surface adopté :

$$\mathbf{S_{\text{adopté}} = 2,4 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

Qui est équivalent à une ouverture de 16 cm de longueur et de 1,5 cm de largeur.

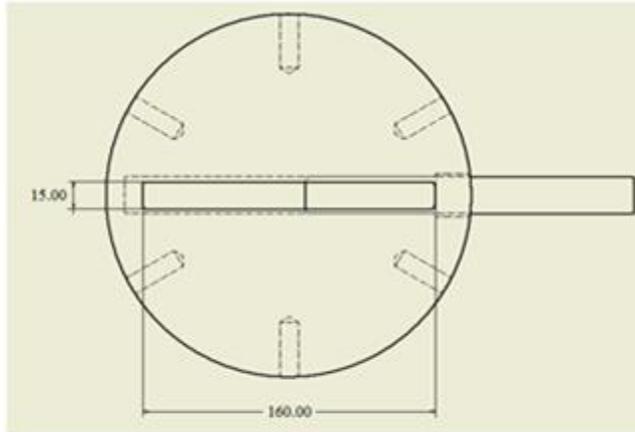


Figure 10 : Dimensions de la fenêtre des plaques.

- Calcul du temps de remplissage ou vidange :

Recalculons le temps de remplissage ou vidange de ce système.

$$t_{\text{remplissage ou vidange}}^2 = \frac{m}{\rho \cdot a \cdot S_{\text{adopté}}} \quad (\text{D'après la formule du débit volumique})$$

$$t_{\text{remplissage ou vidange}} = \sqrt{\frac{m}{\rho \cdot a \cdot S_{\text{adopté}}}} = \sqrt{\frac{1}{849 \times 9,81 \times 2,4 \times 10^{-3}}}$$

$$t_{\text{remplissage ou vidange}} = 0,22 \text{ sec}$$

Notre section adoptée à faciliter quatre fois le système de remplissage et de vidange de ce système.

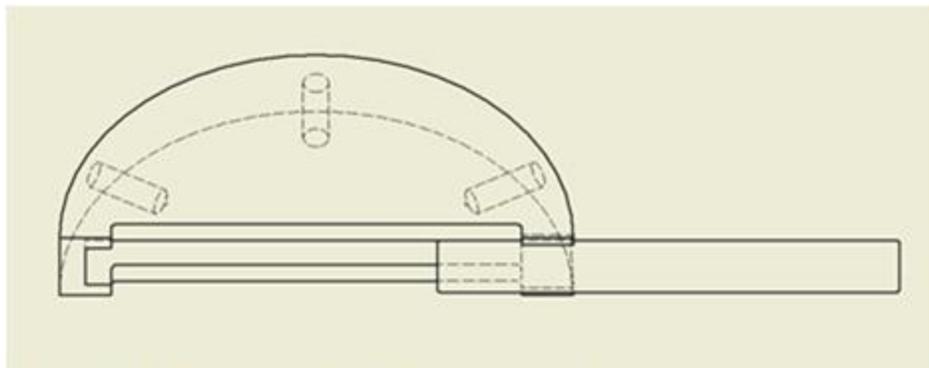


Figure 11 : Vue de coupe de la plaque du cylindre doseur.

III.3. Dimensionnement du cône d'alimentation attachée au tube elliptique

On adopte que le tube elliptique creux est soudé au cône d'alimentation, où son rôle est de donner la forme du sac d'emballage, tel que le film de polypropylène en plastique s'enroule sur sa paroi extérieure en se sellant verticalement et horizontalement. Avant sa coupure pour la dislocation définitive des sacs.

Le dimensionnement de ce tube est imposé par la forme des sacs finals et ses dimensionnements. Or d'après le client, les dimensions des sacs doivent être à peu près de 14,5 cm de largeur, d'1 cm d'épaisseur, donc on doit calculer la longueur du sac finale pour savoir la hauteur du tube elliptique. En effet, la hauteur est déduite par le volume demandé des sacs en plastiques qui est un volume d'un ellipsoïde.

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{4 \times \pi \times 0,01 \times 0,14 \times L}{3}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} \rho : \text{Masse volumique du sucre semoule qui est égale à } 849\text{kg/m}^3. \\ M : \text{Masse du sac de sucre semoule qui est égale à } 1\text{kg}. \\ L : \text{Longueur du sac de sucre semoule en (m)}. \end{array} \right.$

Alors que la longueur du sac sera déterminée :

$$L = \frac{3 \times M}{4 \times \pi \times \rho \times 0,01 \times 0,14}$$

$$L = \frac{3}{4 \times \pi \times 849 \times 0,01 \times 0,14}$$

$$L = 0,2\text{m}$$

$$L = 20\text{cm}$$

Alors que le sac doit être de 20 cm de longueur.

En effet, le tube elliptique doit être de dimension de 2 cm d'épaisseur, 14,5 cm de largeur, hauteur du tube elliptique doit être de 60 cm, où l'espace est pour les systèmes de sellage avec le système du tirage du rouleau.

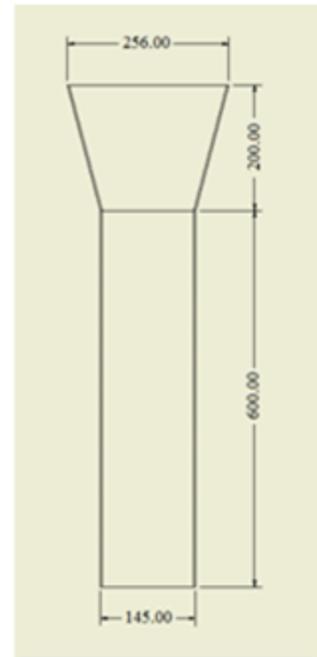


Figure 12 : Dimensions du tube elliptique.

III.4. Etude du système de scellage

Le système de scellage à un but définitif de formation des sacs de sucre semoule par scellement ainsi qu'un autre but de tirage de film en plastiques, pour accomplir ce système de scellage.

Alors que ce système est composé :

- Une paire identique symétrique de poulies accouplées par des courroies plates crantées ou synchrone pour éviter les glissements.
- Une plaque de transmission portant les poulies motrices et réceptrices avec un tendeur, pour tendre la courroie, dont la poulie motrice est entraînée par un moteur et un motoréducteur.
- Une résistance électrique de scellage verticale.
- Une résistance électrique de scellage horizontale assemblée avec un couteau pour la dislocation des sacs.

III.4.1. Etude du système de tirage :

Ce système est formé de deux poulies et de courroie crantée dont elles s'engrènent dans les crans de poulie crantée pour éliminer les glissements et assurer un tirage parfait.

Il est utilisé pour avancer le film en plastique, autour du tube elliptique vertical, dans le but d'être scellé.

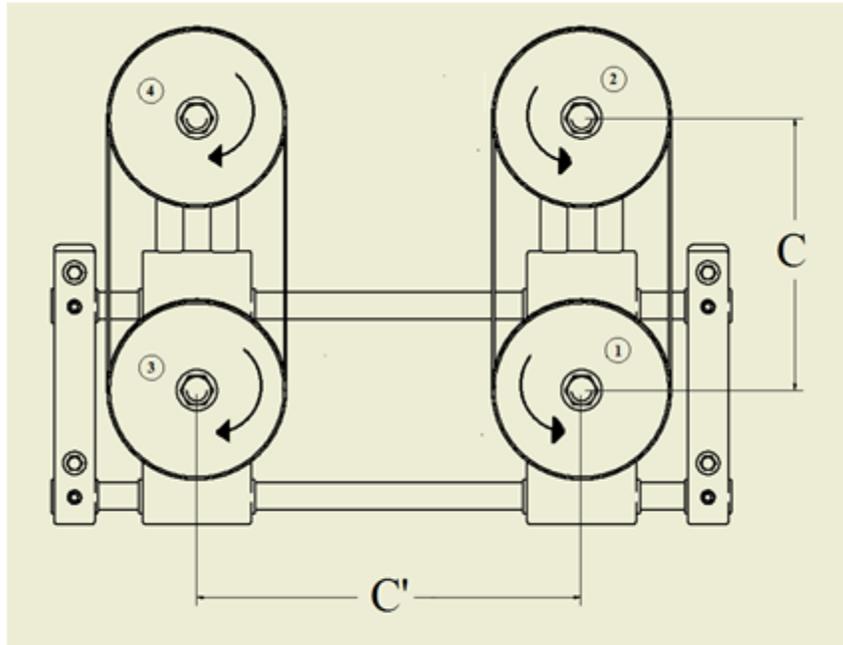


Figure 13 : Sens des rotations de chaque poulie du système de tirage avec les entraxes.

On suppose que la poulie (1) est la poulie motrice qui va entraîner la poulie (2) comme réceptrice dans une rotation dans le sens contraire des aiguilles d'une montre, ainsi que la poulie (3) est la poulie motrice, et (4) celle d'une réceptrice et leurs rotations est dans le sens des aiguilles d'une montre.

Les paires identiques et symétriques de ces poulies sont en rotation dans un sens opposé pour avancer le film en ces deux côtés vers le bas.

D'autre part, l'effet de contact entre courroie et tube elliptique qui doit être linéaire, et on admit que ce système n'est pas utilisé pour la transmission des puissances. Les vitesses angulaires des poulies sont les mêmes, donc le rapport de réduction entre les poulies motrice et réceptrices est égale à « 1 » ce qui signifie que le diamètre primitif de différentes poulies est le même dans ce système.

On note que :

- Les entraxes des poulies sont variables pour tendre la courroie dans le but d'augmenter la surface de contact entre la courroie d'entraînement et la couche de polypropylène de film en plastique (PP).
- Nous avons recours à insérer une couche de Téflon entre le polypropylène et le tube elliptique dans la zone scellante pour éliminer le collement et la collision du plastic fusionné.

III.4.1.1. Calcul de la vitesse de rotation de la poulie entrainante (motrice)

Notre débit massique d'un seul cylindre est de 1200 Kg/hr donc chaque trois secondes une formation d'un sac de sucre semoule rempli et scellé complètement, ainsi que la longueur de chaque sacs est de 20 cm donc la vitesse linéaire de la courroie sera :

$$V = \frac{d}{t} = \frac{20}{3} = 6,66 \text{ cm/s}$$

$$V = 6,66 \text{ cm/s}$$

Or la vitesse de rotation de la poulie motrice est déduite d'après la vitesse linéaire :

$$V = \pi n D$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} V : \text{Vitesse linéaire de rotation de la poulie motrice en (m/s)}. \\ n : \text{Vitesse de rotation des poulies motrices en (tr/sec)}. \\ D : \text{Diamètre primitif respectif de la poulie motrice en (m) qui est autour de 80 mm.} \end{array} \right.$

$$n = \frac{V}{\pi D} = \frac{6,66 \times 10^{-2}}{\pi \times 80 \times 10^{-3}}$$

$$n = 0,265 \text{ tr/sec} = 15,9 \text{ tr/min}$$

III.4.1.2. Choix des poulies :

D'après la société « Cross-Morse » pour les courroies crantées classiques et leur catalogue, ils disposent une variété de série des poulies et leurs différentes catégories, dont ils fabriquent des poulies à haute performance tel que la forme de rainure permet aux dents de la courroie de s'engrener et de sortir avec un frottement négligeable et un jeu minimal et on n'oublie pas que le rapport des poulies est égale à « 1 » dans notre projet, ce qui montre que les diamètres primitifs des poulies sont égaux.

Les poulies sont classifiées selon :

- Leur largeur
- Leurs diamètres
- Le pas des poulies
- Le nombre des dents

Or comme notre tube elliptique est de 2 cm de largeur et la courroie doit être tangente à l'extrémité du tube elliptique donc la largeur de la courroie doit être de 1'' ce qui est équivalent à 25,4 mm.

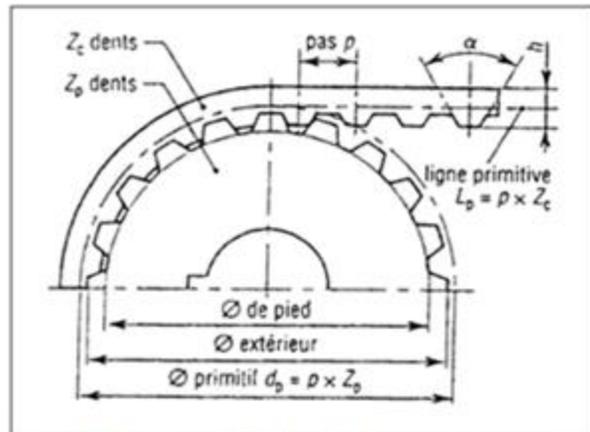
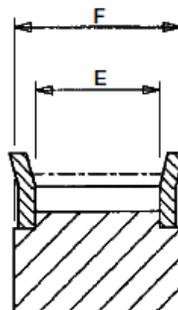


Figure 14 : Caractéristique d'une poulie crantée avec sa courroie.

Donc d'après le [tableau 9] des caractéristiques des poulies :

Belt Size	(1/5") XL	(3/8") L			(1/2") H			
Belt Width Ref.	XL037	L050	L075	L100	H100	H150	H200	H300
Belt Width	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1"	1 1/2"	2"	3"
E	10.7	14.3	20.8	27.0	27.0	40.0	53.0	79.0
F min.	14.3	19.0	25.5	32.0	32.0	45.0	58.0	84.0

Tableau 9 : Caractéristique technique des poulies crantées pour chaque largeur de la courroie.

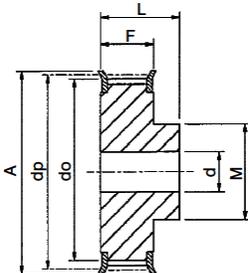


On trouvera que l'épaisseur intérieure de la poulie est de 27,0 mm. Et voyons le tableau de « Plain Bore Pulleys for L series Timing Belts » pour une courroie de largeur 1 pouce et de pas

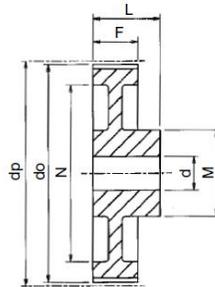
de 3/8". On peut sélectionner un nombre de dents définis de 26 dents d'une poulie où on trouvera toutes les dimensions nécessaires de cette poulie crantée avec son code.

Catalogue No.	No. Teeth Z	Pulley Type	Pitch Circle Diameter dp	Min. Bore d	Max Bore d	Outside Diameter do	Flange Diameter A	Pulley Width F	Bore Length L	Hub Diameter M	Rim Diameter N	Approx. Weight kg
3/8" Pitch Pulleys for 1" wide Belts. Ref. L100												
P10L100	10	1F	30.32	8	13	29.6	37	32	45	20	—	0.18
P12L100	12	1F	36.38	8	15	35.6	43	32	45	24	—	0.26
P13L100	13	1F	39.41	8	19	38.7	44	32	45	28	—	0.30
P14L100	14	1F	42.45	11	19	41.7	48	32	45	28	—	0.34
P15L100	15	1F	45.48	11	23	44.7	51	32	45	34	—	0.41
P16L100	16	1F	48.51	11	24	47.8	54	32	45	36	—	0.48
P17L100	17	1F	51.54	11	24	50.8	57	32	45	36	—	0.55
P18L100	18	1F	54.57	11	27	53.8	60	32	45	40	—	0.62
P19L100	19	1F	57.61	11	27	56.8	64	32	45	40	—	0.70
P20L100	20	1F	60.64	11	27	59.9	67	32	45	40	—	0.72
P21L100	21	1F	63.67	11	30	62.9	70	32	45	45	—	0.77
P22L100	22	1F	66.70	11	30	65.9	75	32	45	45	—	0.88
P23L100	23	1F	69.73	11	36	69.0	79	32	45	45	—	1.12
P24L100	24	1F	72.77	11	36	72.0	79	32	45	55	—	1.16
P25L100	25	1F	75.80	11	38	75.0	83	32	45	58	—	1.18
P26L100	26	1F	78.83	11	38	78.1	87	32	45	58	—	1.24
P27L100	27	1F	81.86	11	38	81.1	87	32	45	58	—	1.35
P28L100	28	1F	84.89	11	38	84.1	91	32	45	58	—	1.42
P30L100	30	1F	90.96	11	46	90.2	97	32	45	70	—	1.61
P32L100	32	1F	97.02	11	46	96.3	102	32	45	70	—	1.84
P36L100	36	1F	109.15	11	46	108.4	115	32	45	70	—	2.32
P40L100	40	2F	121.28	11	46	120.5	128	32	45	70	100	2.86
P44L100	44	2F	133.40	11	46	132.6	142	32	45	70	112	3.36
P48L100	48	2F	145.53	11	46	144.8	150	32	45	70	124	3.86

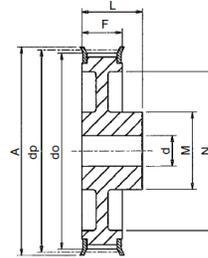
Tableau 10 : Tableau de sélection des poulies pleines pour la série L des courroies à largeur 1", et un pas de 3/8".



Type 1F



Type 2



Type 2F

Donc notre poulie sélectionnée est **P26L100** où en résumer les caractéristiques sont :

Type de poulie	Matériel	Nombre de dents	dp en mm	dmin en mm	dmax en mm	Do	A	F	L	M	Masse en kg	Code
1F	Aluminium	26	78.83	11	38	78.1	87	32	45	58	1.24	P26L100

Tableau 11 : Caractéristique technique des poulies adoptées de code « P26L100 » pour le système de tirage.

III.4.1.3. Choix de la courroie :

D'après ce dernier tableau des caractéristiques techniques des poulies sélectionnées et leurs valeurs, on peut déduire que :

- Diamètre primitif de la poulie motrice et réceptrice : $d_p = 78,83 \text{ mm}$
- La masse de la poulie : $M = 1,24 \text{ kg}$
- Rayon de giration : $R_g = 23,36 \text{ mm}$

Et supposons que les frottements des roulements sont négligeables.

On calcule le moment d'inertie de la poulie choisie :

$$J_1 = M \times R_g^2 = 1,24 \times (23,36 \times 10^{-3})^2 = 6,76 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

$$J_1 = 6,76 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Or vérifions par le logiciel SolidWorks le moment d'inertie de la poulie on trouvera :

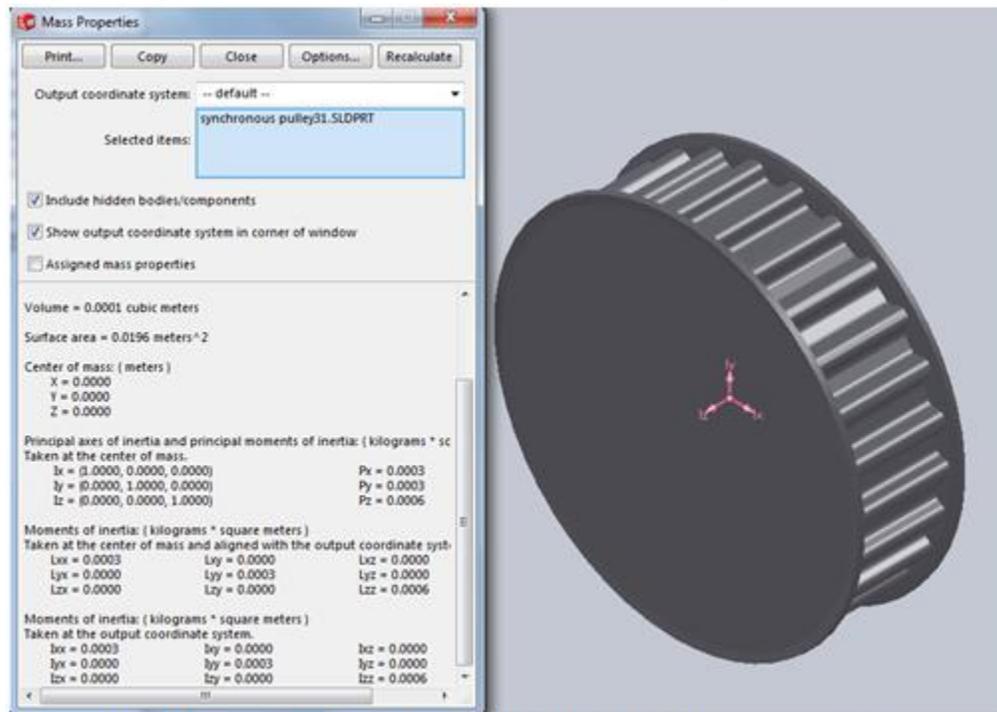


Figure 15 : Représentation de la poulie "P26L100" sur le logiciel SolidWorks.

Réduction des moments d'inerties vers la poulie d'entraînement :

$$J_T = J_1 + J_1 \left(\frac{dp \text{ entrainente}}{dp \text{ entraîné}} \right)^2$$

$$J_T = J_1 + J_1(1)^2 = 2J_1$$

$$J_T = 1,353 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

Or la vitesse linéaire est $V = 6,66 \text{ cm/s} = 6,66 \times 10^{-2} \text{ m/s}$

Calculons la vitesse angulaire de la poulie :

$$V = R.W$$
$$W(\text{rad/s}) = \frac{V}{R}$$

Où R : le rayon primitif de la poulie.

$$W (\text{tours/sec}) = \frac{V}{2\pi R} = \frac{V}{\pi dp}$$

$$W = \frac{6,66 \times 10^{-2}}{\pi \times 78,83 \times 10^{-3}} = \mathbf{0,27 \text{ tours/sec} = 1,7 \text{ rad/s}}$$

On considère que la vitesse maximale sera atteinte au bout de 1s.

Donc $t = 1\text{s}$.

L'accélération angulaire sera :

$$\ddot{\theta} = \frac{\Delta W}{\Delta t} \approx \frac{W}{t}$$
$$\ddot{\theta} = \frac{W}{1} = W$$
$$\ddot{\theta} = \mathbf{1,7 \text{ rad/s}^2}$$

Alors le couple due à l'inertie sera :

$$T = J_T \times \ddot{\theta}$$
$$T = 1,353 \times 10^{-3} \times 1,7$$
$$\mathbf{T = 2,384 \times 10^{-3} \text{ N.m}}$$

- Choix de la courroie :

Comme on a le nombre de dents de poulie égale à 26 dents et la vitesse de rotation $n = 15,9 \text{ tours/min}$.

On peut choisir une courroie crantée du [tableau 12] « Power Ratings (KW) for 1'' wide L series Belts (3/8'' pitch) »

Power Ratings (kW) for 1" wide L Series Belts (3/8" Pitch)

Belt Width Reference	Belt Width Factor		Number of Teeth Small Pulley																			
	050	075	100	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	26	28	30	32	36	40	
100	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.16	0.16
200	0.10	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.19	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.28	0.31	0.31	0.31
300	0.14	0.15	0.16	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.25	0.26	0.28	0.31	0.33	0.34	0.37	0.40	0.43	0.48	0.50	0.50	0.47
400	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.26	0.28	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37	0.39	0.41	0.43	0.47	0.51	0.54	0.58	0.62	0.70	0.78
500	0.25	0.26	0.28	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37	0.40	0.42	0.44	0.47	0.49	0.51	0.56	0.60	0.65	0.70	0.75	0.84	0.93	1.08
600	0.28	0.31	0.33	0.35	0.37	0.40	0.42	0.44	0.47	0.49	0.51	0.54	0.57	0.60	0.65	0.71	0.76	0.81	0.87	0.97	1.08	1.25
700	0.33	0.35	0.38	0.41	0.43	0.46	0.49	0.51	0.54	0.57	0.60	0.62	0.66	0.69	0.75	0.81	0.87	0.93	0.98	1.11	1.23	1.42
800	0.37	0.40	0.43	0.46	0.50	0.53	0.56	0.59	0.62	0.62	0.66	0.69	0.73	0.77	0.84	0.91	0.97	1.03	1.09	1.23	1.38	1.58
1000	0.46	0.51	0.54	0.58	0.62	0.66	0.70	0.74	0.78	0.81	0.85	0.90	0.93	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	1.38	1.53	1.71	1.95
1200	0.56	0.60	0.66	0.70	0.75	0.79	0.84	0.88	0.93	0.97	1.01	1.11	1.20	1.29	1.38	1.49	1.60	1.72	1.82	2.04	2.25	2.59
1400	0.65	0.71	0.76	0.81	0.87	0.92	0.97	1.03	1.08	1.13	1.19	1.29	1.40	1.50	1.60	1.73	1.86	1.98	2.11	2.35	2.59	2.99
1500	0.70	0.76	0.81	0.87	0.93	0.98	1.04	1.10	1.16	1.21	1.27	1.38	1.49	1.60	1.72	1.82	1.92	2.04	2.18	2.44	2.68	3.11
1750	0.81	0.87	0.95	1.01	1.08	1.15	1.21	1.28	1.34	1.41	1.48	1.60	1.73	1.86	1.98	2.11	2.25	2.37	2.50	2.80	3.06	3.56
2000	0.93	1.01	1.08	1.16	1.23	1.31	1.38	1.45	1.53	1.60	1.68	1.82	1.96	2.10	2.25	2.37	2.50	2.64	2.80	3.11	3.38	3.94
2200	1.01	1.10	1.19	1.27	1.35	1.43	1.51	1.60	1.68	1.75	1.84	1.99	2.15	2.30	2.45	2.60	2.76	2.93	3.11	3.44	3.73	4.35
2500	1.16	1.25	1.34	1.43	1.53	1.62	1.72	1.81	1.89	1.98	2.07	2.25	2.42	2.59	2.75	2.91	3.07	3.25	3.44	3.80	4.11	4.81
2800	1.29	1.40	1.50	1.60	1.71	1.81	1.91	2.01	2.10	2.21	2.31	2.49	2.68	2.86	3.03	3.20	3.37	3.55	3.73	4.11	4.43	5.21
3000	1.49	1.60	1.71	1.82	1.93	2.04	2.14	2.25	2.35	2.46	2.56	2.80	2.94	3.09	3.25	3.39	3.54	3.69	3.85	4.23	4.57	5.41
3200	1.59	1.70	1.82	1.94	2.04	2.16	2.27	2.38	2.49	2.60	2.70	2.81	3.05	3.20	3.35	3.49	3.63	3.78	3.93	4.31	4.65	5.51
3500	1.75	1.86	1.98	2.11	2.23	2.35	2.47	2.58	2.69	2.79	2.90	3.03	3.16	3.29	3.40	3.50	3.60	3.70	3.80	4.18	4.52	5.39
4000	2.24	2.39	2.51	2.66	2.78	2.90	3.02	3.14	3.25	3.36	3.47	3.60	3.73	3.85	3.96	4.06	4.16	4.26	4.36	4.74	5.08	5.95
4500	2.50	2.65	2.80	2.94	3.07	3.21	3.34	3.47	3.59	3.71	3.82	3.94	4.07	4.17	4.27	4.37	4.47	4.57	4.67	5.05	5.39	6.26
5000	2.74	2.90	3.06	3.22	3.36	3.49	3.63	3.76	3.89	4.01	4.12	4.23	4.34	4.44	4.54	4.64	4.74	4.84	4.94	5.32	5.66	6.53
5500	2.97	3.15	3.31	3.47	3.61	3.75	3.88	4.01	4.12	4.23	4.33	4.43	4.53	4.63	4.73	4.83	4.93	5.03	5.13	5.51	5.85	6.72
6000	3.20	3.39	3.54	3.71	3.84	3.98	4.12	4.24	4.34	4.44	4.54	4.64	4.74	4.84	4.94	5.04	5.14	5.24	5.34	5.72	6.06	6.93

Tableau 12 : Tableau de puissance des courroies de série L pour 1" de largeur et un pas de 3/8".

D'autre part, comme notre vitesse de rotation calculée étant très petite et la plus petite valeur recommander dans le tableau des courroies est de 100 tours/min, donc nous prenons cette catégorie pour un nombre de dent de 26.

Alors la puissance brute de la courroie est :

$$P = 0,1 \text{ KW} = 100 \text{ W}$$

$$\text{Or } P_{(W)} = T_1 (N.m) \times W \text{ (rad/s)}$$

Couple que peut supporter cette courroie :

$$T_1 = \frac{P}{W} = \frac{100}{1,7} = 58,82 \text{ N.m}$$

Ce qui est acceptable, où :

$$T_1 = 58,82 \text{ N.m} > T = 2,38 \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

Donc on peut adopter cette courroie pour le système de tirage.

- Calcul de la longueur primitive de la courroie :

La longueur primitive de la courroie est égale à la somme des longueurs des deux sections droites (mesurés entre les points de tangences avec les poulies) et des longueurs de contact avec les poulies.

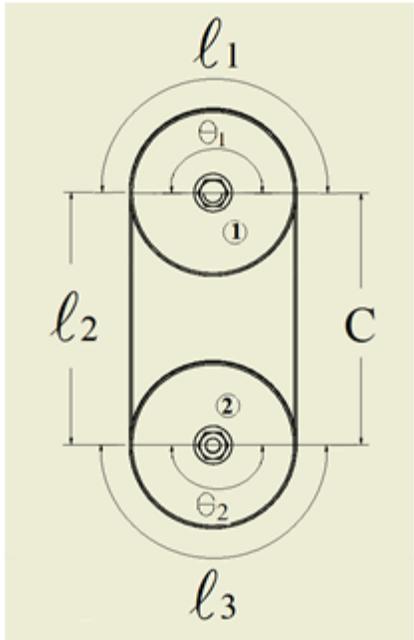


Figure 16 : Notation de la longueur de la courroie adoptée.

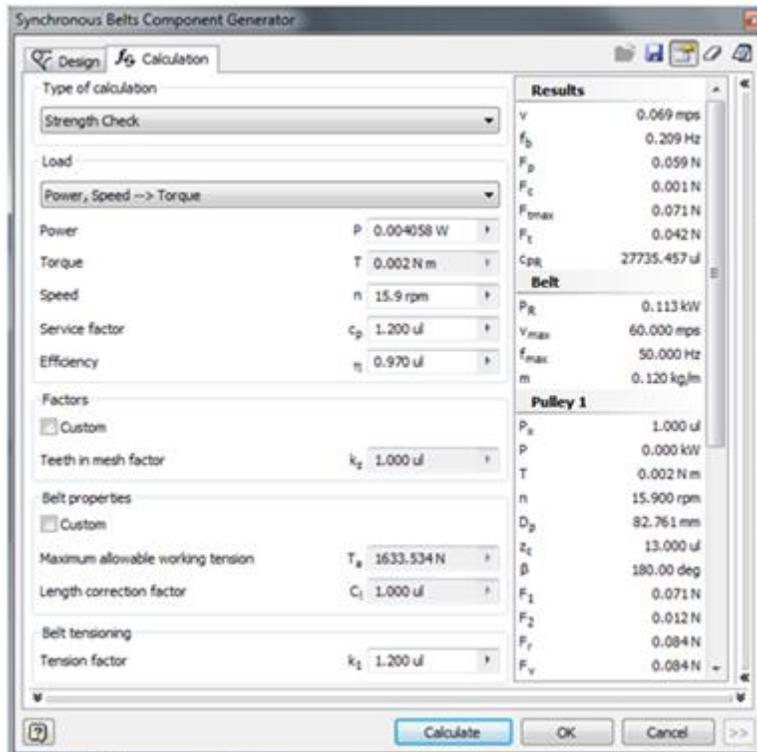


Figure 19 : Résultat obtenu par calcul sur le logiciel.

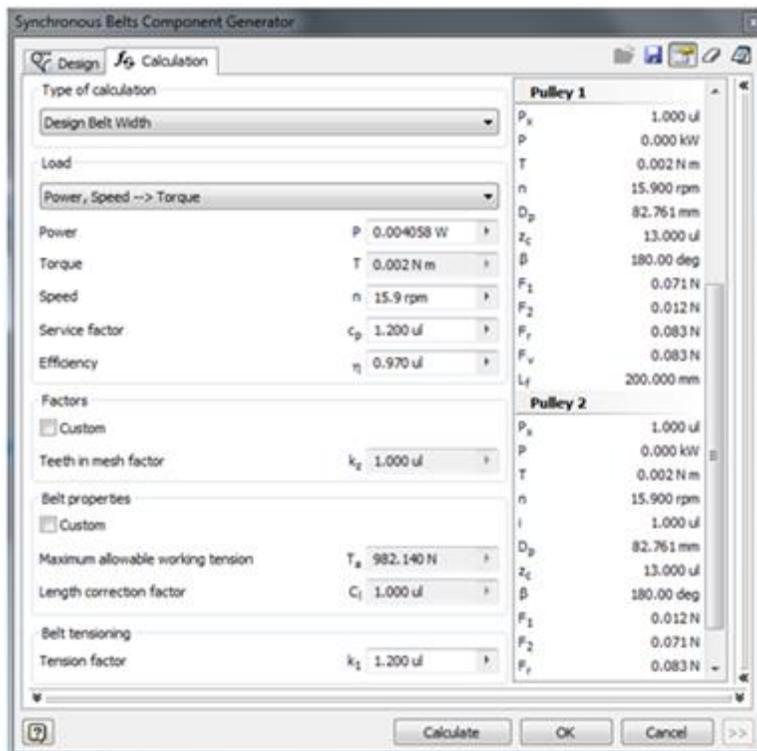


Figure 20 : Résultat pour les poulies motrice et réceptrice.

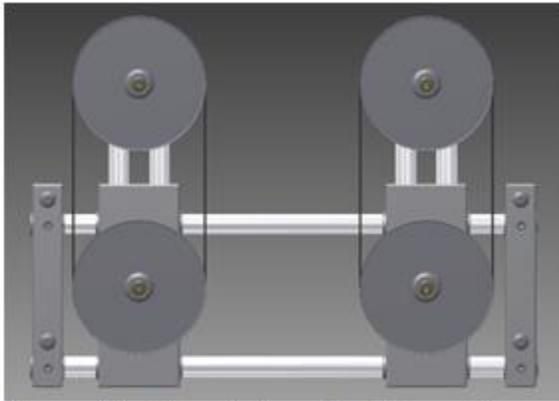


Figure 21 : Vue de face final du système de tirage.

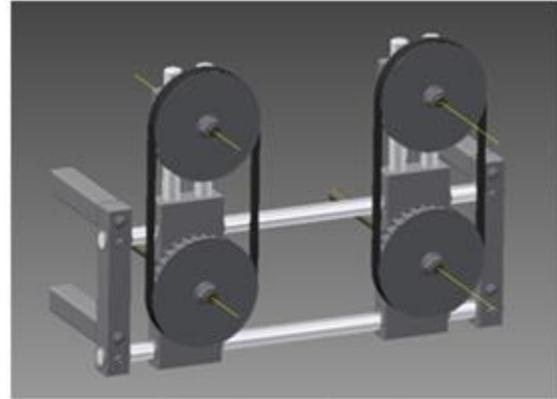


Figure 22 : Vue isométrique du système de tirage.

III.4.2. Calcul de système de transmission

Puisqu'on a une paire identique de système de poulie de tirage pour assurer un tirage parfait des deux côtés du tube elliptique, on a admis un système de transmission grâce à des poulies motrices, réceptrices et tendeurs avec une courroie plate crantée à double face pour tenir toutes les poulies avec leurs différentes rotations respectives pour chacune d'elles.

Ce système a beaucoup d'avantage qu'admettre un autre système de transmission rigide et plus coûteux comme les engrenages, ou le système de transmission par chaîne. Parmi ces avantages :

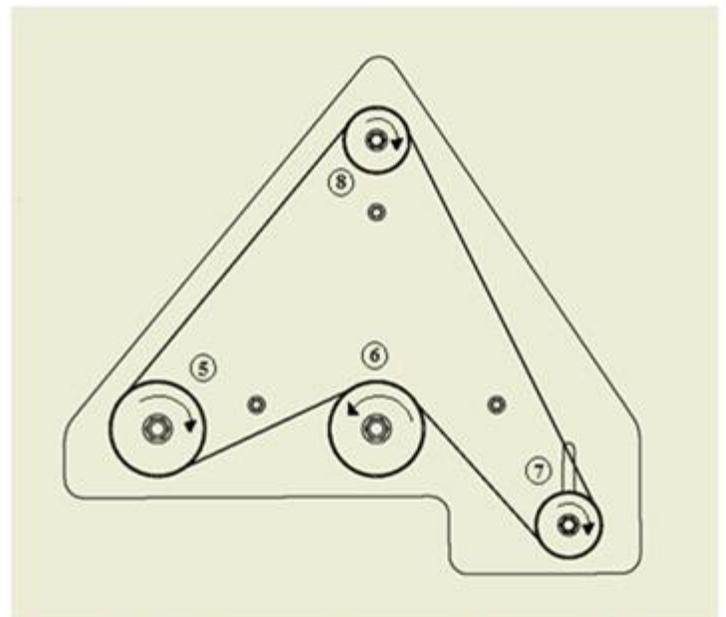


Figure 23 : Désignation des sens de rotation des poulies du système de transmission.

- Elasticité de ces éléments permet l'absorption des chocs et des vibrations.
- Transmission plus silencieuse.
- Montage et entretien plus facile.
- Absence de lubrification.
- Solution plus économique.
- Rendement mécanique plus élevé jusqu'à 98%.

Le sens de rotation des deux poulies doit être opposé afin d'amener une transmission vers le système de tirage pour faire avancer le film en plastique ou les sacs vers le bas. Où les poulies 5, 7 et 8 doivent tourner dans le sens des aiguilles d'une montre, au contraire de celle de la poulie 6.

Notant que :

- Pour avoir la même vitesse de rotation et une transmission synchrone entre les paires du système du tirage pour avoir un même avancement des sacs de ces deux côtés. Il faut que les poulies 5 et 6 soient de même dimensionnement que les poulies 1 et 3.
- Les poulies 7 et 8 doivent être des poulies tendeurs pour tendre la courroie par la modification de leur placement et pour installer cette courroie.

- Choix des poulies :

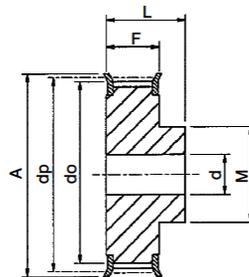
On considère comme un nombre de dents des poulies 7 et 8 de 16 dents et la largeur de la courroie doit être d'environ 3/4'' ainsi que le pas est de 3/8'' alors que les codes des poulies seront :

- **P16L075** pour les poulies 7 et 8.
- **P26L075** pour les poulies 5 et 6.

D'après le tableau « Plain Bore Pulleys for L series Timing Belts » :

Type de poulie	Matériel	Nombre de dents	dp en mm	dmin en mm	dmax en mm	Do	A	F	L	M	Masse en kg	Code
1F	Aluminium	16	48.51	11	24	47.8	54	25	38	36	0.43	P16L075
1F	Aluminium	26	78.83	11	38	78.1	87	25	38	58	1.08	P26L075

Tableau 13 : Caractéristique technique des poulies du système de transmission adoptée.



Type 1F

- Choix de la courroie :

La vitesse de rotation de la poulie motrice 5 étant égale à la vitesse de rotation du système de tirage donc :

$$n_1 = 0,265 \text{ tr/s} = 15,9 \text{ tr/min}$$

La vitesse linéaire de la courroie :

$$V = 2\pi Rn = \pi d_{p \text{ motrice}} n_1$$

$$V = \pi \times 78,83 \times 10^{-3} \times 0,265$$

$$\mathbf{V = 0,065 \text{ m/s}}$$

- Calcul de la vitesse de rotation de la petite poulie :

La vitesse de rotation de la petite poulie est calculée par la rotation des rapports des vitesses, tel que :

$$R_v = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} = \frac{N_2}{N_1}$$

Où :

- n_1 : Vitesse de rotation de la poulie motrice en (tr/s)
- n_2 : Vitesse de rotation de la poulie réceptrice en (tr/s)
- d_{p1} : Diamètre primitif de la poulie motrice en (mm)
- d_{p2} : Diamètre primitif de la poulie réceptrice en (mm)
- N_1 : Nombre de dent de la poulie motrice
- N_2 : Nombre de dent de la poulie réceptrice

$$n_2 = \frac{d_{p1} \times n_1}{d_{p2}}$$

$$n_2 = \frac{78,83 \times 0,265}{48,51}$$

$$\mathbf{n_2 = 0,430 \text{ tr/s} = 25,8 \text{ tr/min}}$$

Supposons que les frottements des roulements sont négligeables et les couples d'inertie des poulies tendeur 7 et 8 sont négligés devant les couples d'inertie d'entraînement et d'entraînée.

Alors qu'on a comme donnée :

- Masse de poulies motrice et réceptrices : $m = 1,08 \text{ kg}$
- Diamètre primitif des poulies : $D_p = 78,83 \text{ mm}$
- Rayon de giration : $R_g = 23,36 \text{ mm}$

Calculons le moment d'inertie respective des poulies :

$$J_2 = mR_g^2 = 1,08 \times (23,36 \times 10^{-3})^2 = 5,9 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

$$J_2 = 6 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Vérifions par le logiciel SolidWorks le moment d'inertie des poulies, on trouve :

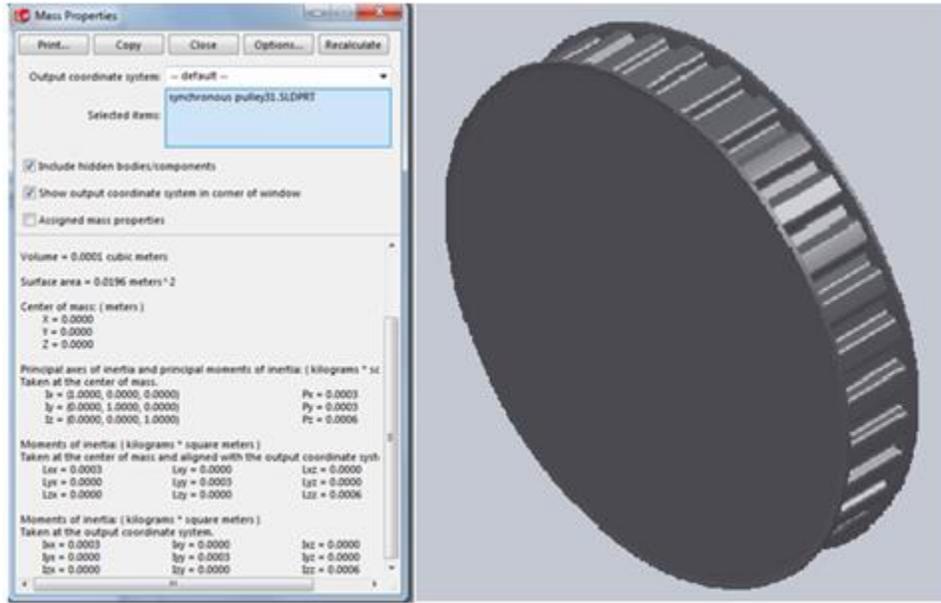


Figure 24 : Représentation de la poulie "P26L075" sur le logiciel SolidWorks.

Réduction des moments d'inerties vers la poulie d'entraînement :

$$J'_T = J_2 + J_2 \left(\frac{d_p}{d_p} \right)^2 = 2J_2$$

$$J'_T = 2 \times 6 \times 10^{-4} = 1,2 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

Ainsi que la vitesse angulaire est de :

$$W = 0,27 \text{ tours/s} = 1,7 \text{ rad/s}$$

On considère que la vitesse maximale sera atteinte au bout d'une seconde, où $t = 1s$.

$$\ddot{\theta} = \frac{\Delta w}{t} \approx \frac{w}{t} = \frac{1,7}{1} = 1,7 \text{ rad/s}^2$$

Alors le couple due à l'inertie sera :

$$T = J'_T \times \ddot{\theta} = 1,2 \times 10^{-3} \times 1,7 = 2,04 \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

$$T = 2,04 \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

Voyons le [tableau 12] de : « Power Ratings KW for 1'' wide L series belt 3/8'' Pitch » pour un nombre de dent de la petite poulie égale à 16 dents et sa vitesse de rotation égale à $n_2 = 25,8 \text{ tr/min}$.

On trouvera une puissance brute de cette courroie égale à 0,06 KW.

$$P = 60 \text{ W}$$

Calculons le couple que peut supporter cette courroie :

$$P_{(W)} = T'_{(N.m)} \times W_{(rad/s)}$$

$$T' = \frac{P}{W} = \frac{60}{1,7}$$

$$T' = 35,29 \text{ N.m}$$

Donc on peut utiliser cette courroie comme :

$$T' = 35,29 \text{ N.m} > T = 2,04 \times 10^{-3} \text{ N.m}$$

- Calcul de la longueur primitive de cette courroie :

La longueur primitive est calculer par géométrie et autant cette transmission choisie est compliquée donc on doit la tracer sur un logiciel pour prendre les longueurs et les angles de contact.

Alors en inscrivant le design du système de transmission au logiciel AutoCAD ou Inventor et en voyant les points de tangences entre les poulies avec les angles de contacts entre ligne tangente et poulie. On peut donc constater et calculer la longueur de la courroie requise.

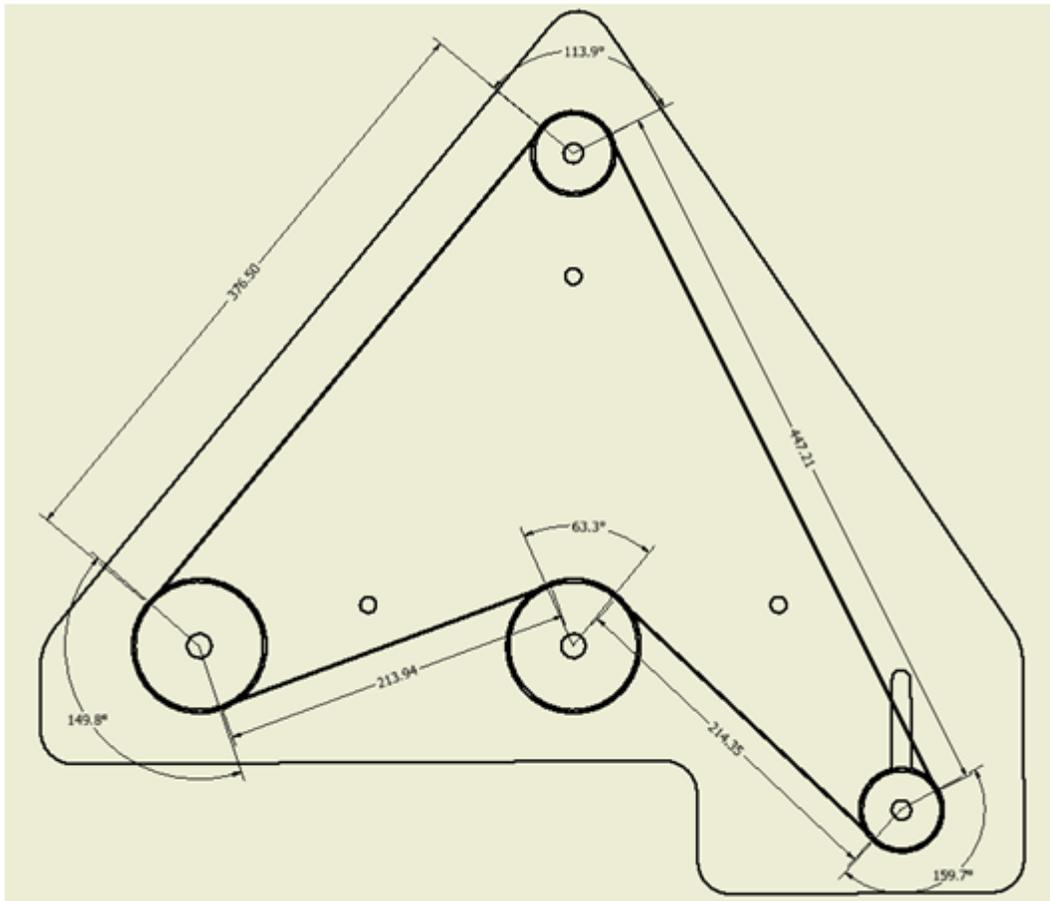


Figure 25: Différents dimensions du système de transmission désignant la longueur de la courroie requise.

Alors la longueur primitive sera :

$$L_p = 376,5 + 213,94 + 214,35 + 447,21 + \left(113,9 \times \frac{\pi}{180}\right) \times \frac{D_{p1}}{2} + \left(159,7 \times \frac{\pi}{180}\right) \times \frac{D_{p1}}{2} \\ + \left(63,3 \times \frac{\pi}{180}\right) \times \frac{D_{p2}}{2} + \left(149,8 \times \frac{\pi}{180}\right) \times \frac{D_{p2}}{2}$$

$$L_p = 1252 + (0,121 \times 48,51) + (1,4 \times 48,51) + (0,552 \times 78,83) + (1,307 \times 78,83)$$

$$\mathbf{L_p = 1472,32 \text{ mm}}$$

Alors qu'on choisit une longueur primitive du [tableau 14] « L series Double Sided Belts – 3/8'' Pitch » la plus proche qui est standard au marché, qui est $L_p = 1371,6 \text{ mm}$ où son code est **540L075DD**.

L Series Double Sided Belts - 3/8" Pitch

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/2" Wide Belt		3/4" Wide Belt		1" Wide Belt	
			Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.
154L	314.33	33	154L095000	.015	154L075000	.022	154L100000	.031
156L	342.90	36	156L095000	.017	156L075000	.024	156L100000	.034
160L	381.00	40	160L095000	.019	160L075000	.026	160L100000	.038
173L	438.15	46	173L095000	.020	173L075000	.030	173L100000	.039
187L	476.25	50	187L095000	.022	187L075000	.034	187L100000	.044
202L	514.35	54	202L095000	.023	202L075000	.035	202L100000	.046
210L	523.40	56	210L095000	.025	210L075000	.038	210L100000	.051
225L	571.50	60	225L095000	.026	225L075000	.039	225L100000	.052
240L	609.60	64	240L095000	.028	240L075000	.042	240L100000	.056
254L	647.70	68	254L095000	.030	254L075000	.046	254L100000	.060
270L	685.80	72	270L095000	.032	270L075000	.047	270L100000	.063
286L	723.90	76	286L095000	.034	286L075000	.049	286L100000	.068
300L	762.00	80	300L095000	.035	300L075000	.053	300L100000	.070
322L	819.15	86	322L095000	.038	322L075000	.056	322L100000	.075
345L	876.30	92	345L095000	.040	345L075000	.060	345L100000	.081
367L	932.18	98	367L095000	.043	367L075000	.063	367L100000	.085
390L	990.60	104	390L095000	.046	390L075000	.068	390L100000	.091
405L	1028.70	108	405L095000	.047	405L075000	.071	405L100000	.095
412L	1047.75	110	412L095000	.048	412L075000	.072	412L100000	.096
420L	1066.80	112	420L095000	.049	420L075000	.074	420L100000	.098
450L	1143.00	120	450L095000	.054	450L075000	.078	450L100000	.106
480L	1219.20	128	480L095000	.056	480L075000	.083	480L100000	.116
510L	1296.40	136	510L095000	.062	510L075000	.089	510L100000	.120
540L	1371.60	144	540L095000	.065	540L075000	.093	540L100000	.130
600L	1524.00	160	600L095000	.070	600L075000	.105	600L100000	.139
726L	1847.85	194	726L095000	.085	726L075000	.128	726L100000	.170
817L	2078.45	218	817L095000	.095	817L075000	.142	817L100000	.190

Tableau 14 : Courroie à double face de série L pour un pas de 3/8".

Nous n'oublions pas qu'on doit modifier le placement de tendeurs pour que la courroie s'installe correctement.

- Vérification avec le logiciel Inventor :

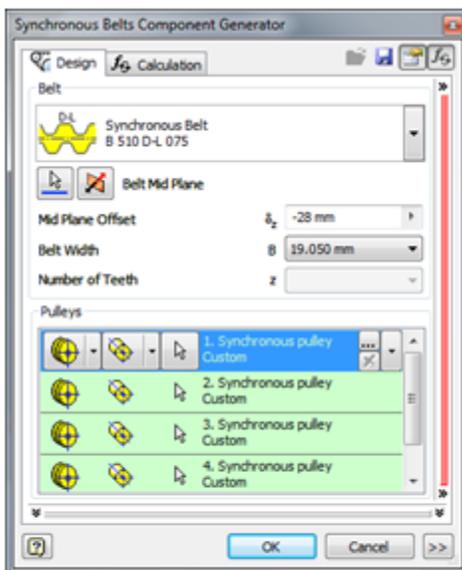


Figure 26 : Représentation du type de la courroie sélectionnée avec sa largeur sur le logiciel Inventor.

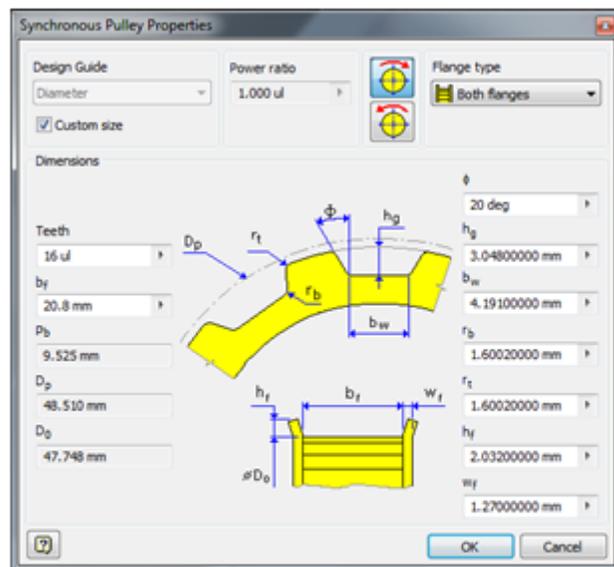


Figure 27 : Représentation des caractéristiques de la poulie "P16L075" inscrite sur le logiciel Inventor.

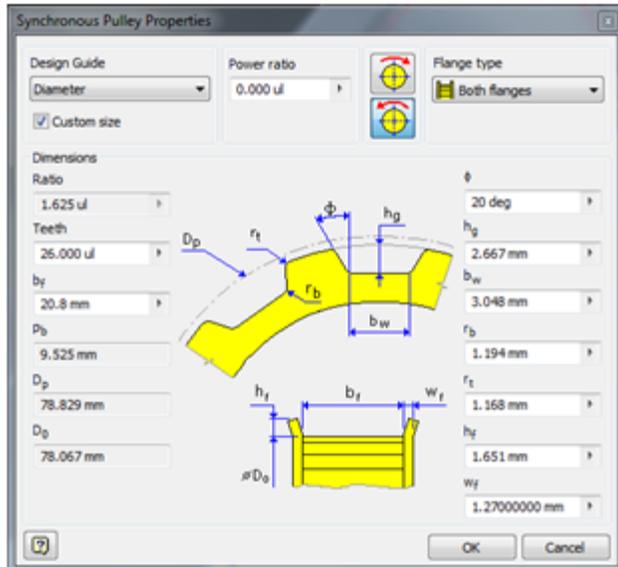


Figure 28 : Représentation des caractéristiques de la poulie "P26L075" inscrite sur le logiciel Inventor.

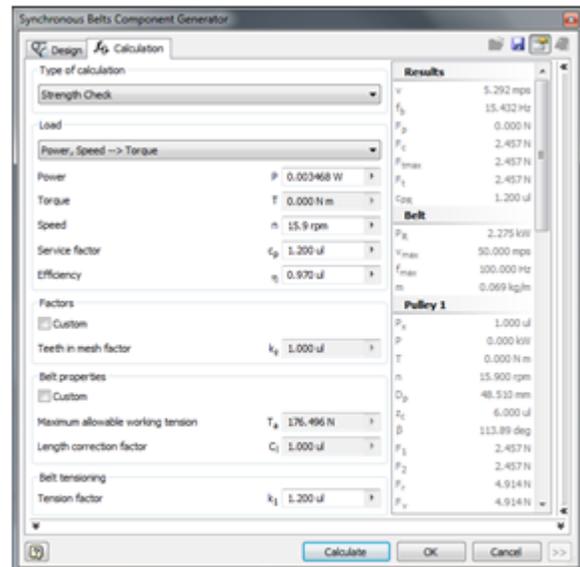


Figure 29 : Résultat obtenu par calcul sur le logiciel.

Pulley 1	
P_x	1.000 ul
P	0.000 kW
T	0.000 N m
n	15.900 rpm
D_p	48.510 mm
z_c	6.000 ul
β	113.89 deg
F_1	2.457 N
F_2	2.457 N
F_r	4.914 N
F_v	4.914 N
L_f	376.503 mm

Figure 30 : Résultat de la poulie No. 8.

Pulley 2	
P_x	1.000 ul
P	0.000 kW
T	0.000 N m
n	1000.000 rpm
i	1.000 ul
D_p	48.510 mm
z_c	8.000 ul
β	159.67 deg
F_1	2.457 N
F_2	2.457 N
F_r	4.914 N
F_v	4.914 N
L_f	447.214 mm

Figure 31 : Résultat de la poulie No. 7.

Pulley 3	
P_x	0.000 ul
P	0.000 kW
T	0.000 N m
n	1000.000 rpm
i	1.625 ul
D_p	78.829 mm
z_c	5.000 ul
β	63.34 deg
F_1	0.000 N
F_2	0.000 N
F_r	0.000 N
F_v	0.000 N
L_f	214.351 mm

Figure 32 : Résultat de la poulie No. 6.

Pulley 4	
P_x	0.000 ul
P	0.000 kW
T	0.000 N m
n	1000.000 rpm
i	1.625 ul
D_p	78.829 mm
z_c	11.000 ul
β	149.77 deg
F_1	0.000 N
F_2	0.000 N
F_r	0.000 N
F_v	0.000 N
L_f	213.939 mm

Figure 33 : Résultat de la poulie No. 5.

III.5. Calcul de la structure métallique de la machine

La structure métallique de la machine est formée de quatre cornières verticales carrées de dimensions 100 x 100 mm et un contour horizontal de même dimension du profil carré sur la partie supérieure de ces cornières verticales soudée ensemble pour maintenir leurs verticalités. Ainsi qu'à l'intérieur de la structure de plusieurs barres à ailes égaux de dimension 70 x 70 mm qui sont aussi soudées aux cornières pour maintenir les différents équipements et composants de notre machine.

Par suite, une barre UAP100 est enroulée sur le cylindre conique d'ensilotage qui sera supportée par quatre profil oblique des nœuds supérieures jusqu'à cette dernière.

La force exercée sur les quatre nœuds supérieures est causée par le poids total du silo remplis de sucre semoule tel que la masse totale est de $M = 5000 \text{ Kg}$.

$$f = M \times g = 5000 \times 10 = 50000 \text{ N}$$

Or comme **la force est concentrée** au centre et le système du silo est symétrie par rapport à son axe donc la force à chaque nœud est la même donc :

$$F = \frac{f}{4} = 12500 \text{ N} = \mathbf{12,5 \text{ KN}}$$

Par suite, les différents composants du système qui seront installés au-dessous du silo avec le volume du sucre en poudre remplis dans ce système ont une masse de 400 Kg.

Donc **la charge répartie sur la barre horizontale** portant cette masse sera :

$$q = \frac{400 \times 10}{2,5} = 1600 \text{ N/m} = \mathbf{1,6 \text{ KN/m}}$$

Entrant toutes les données nécessaires au logiciel « Robot structural Analysis », on peut déterminer si cette structure peut résister à ces forces concentrées aux nœuds et les charges réparties tel que le matériel utilisé est inoxydable **SS304**.

D'après les résultats obtenus par le logiciel on a vérifié que la contrainte maximale dans les membrures est de **76 MPa**. Cette contrainte est **inférieure à la limite élastique du matériau** qui est de 200 MPa voir [tableau 15]

Une autre vérification concerne la vérification du flambement des membrures en compression. Cette vérification est montrée dans le [tableau 16] qui montre que la membrure 33 est la plus sollicitée. Cependant elle est loin de la limite de flambement caractérisée par un **Ratio = 0.33 < 1**.

- Vérification de la contrainte maximale dans la structure :

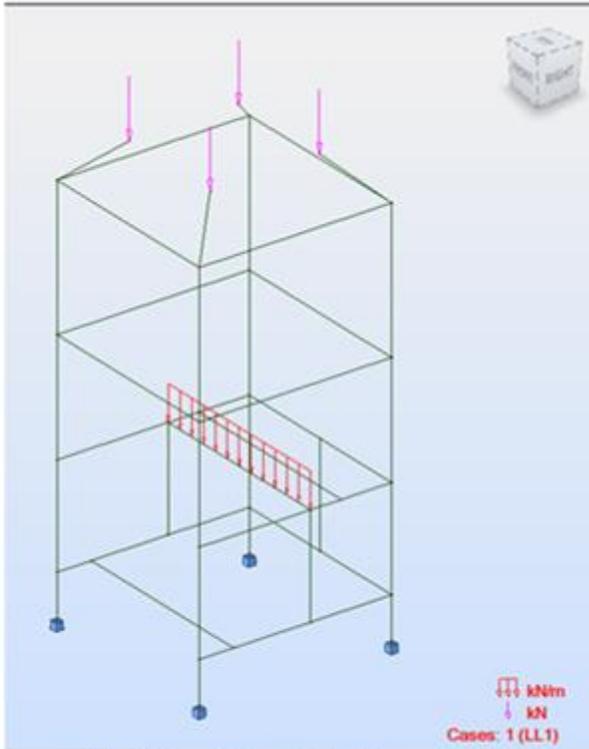


Figure 34 : Répartition de la charge et des forces concentrées sur la structure de la machine.



Figure 35 : Graphe de contrainte dans la structure.

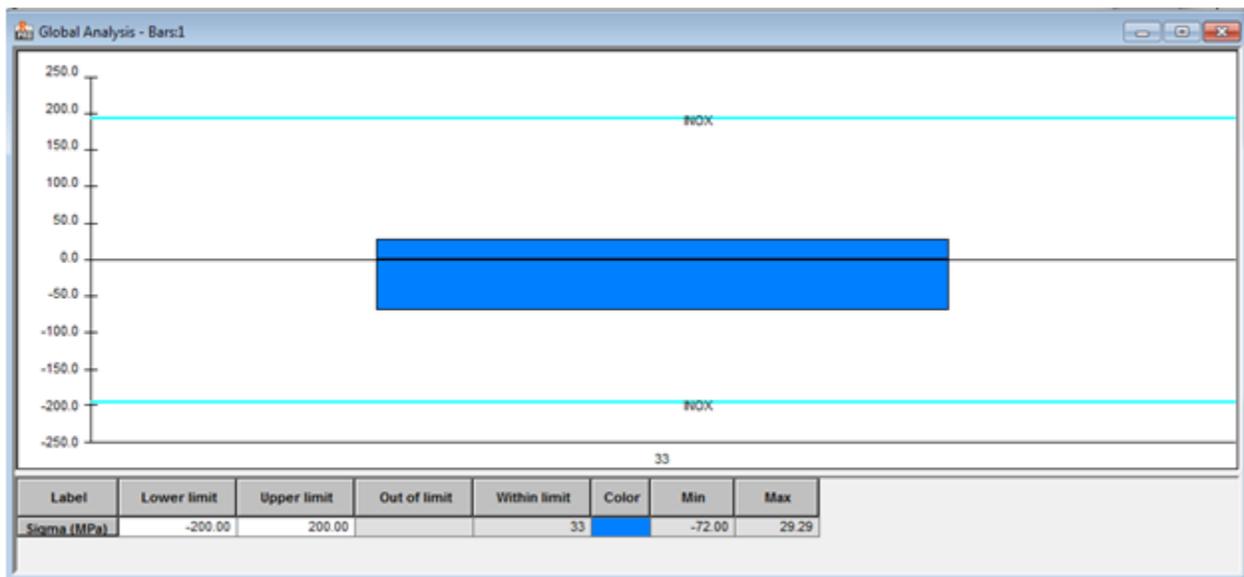


Tableau 15 : Graphe des contraintes extrêmes par rapport aux limites élastiques.

- Vérification de la stabilité de la structure en flambement selon les règles CM66 :

Member	Section	Material	Lay	Laz	Ratio	Case
1 Column_1	CARR 100	INOX	19.05	19.05	0.03	1 LL1
2 Column_2	CARR 100	INOX	44.17	44.17	0.03	1 LL1
3 Column_3	CARR 100	INOX	49.19	49.19	0.07	1 LL1
4 Column_4	CARR 100	INOX	60.79	60.79	0.30	1 LL1
5 Column_5	CARR 100	INOX	19.05	19.05	0.03	1 LL1
6 Column_6	CARR 100	INOX	44.17	44.17	0.03	1 LL1
7 Column_7	CARR 100	INOX	49.19	49.19	0.07	1 LL1
8 Column_8	CARR 100	INOX	60.79	60.79	0.30	1 LL1
9 Column_9	CARR 100	INOX	19.05	19.05	0.02	1 LL1
10 Column_10	CARR 100	INOX	44.17	44.17	0.03	1 LL1
11 Column_11	CARR 100	INOX	49.19	49.19	0.09	1 LL1
12 Column_12	CARR 100	INOX	60.79	60.79	0.30	1 LL1
13 Column_13	CARR 100	INOX	19.05	19.05	0.02	1 LL1
14 Column_14	CARR 100	INOX	44.17	44.17	0.03	1 LL1
15 Column_15	CARR 100	INOX	49.19	49.19	0.09	1 LL1
16 Column_16	CARR 100	INOX	60.79	60.79	0.30	1 LL1
17 Beam_17	CARR 100	INOX	86.60	86.60	0.06	1 LL1
18 Beam_18	CARR 100	INOX	86.60	86.60	0.06	1 LL1
19 Beam_19	CARR 100	INOX	86.60	86.60	0.06	1 LL1
20 Beam_20	CARR 100	INOX	86.60	86.60	0.06	1 LL1
21 Beam_21	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.25	1 LL1
22 Beam_22	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.19	1 LL1
23 Beam_23	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.21	1 LL1
24 Beam_24	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.20	1 LL1
25 Beam_25	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.02	1 LL1
26 Beam_26	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.01	1 LL1
27 Beam_27	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.04	1 LL1
28 Beam_28	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.04	1 LL1
29 Beam_29	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.04	1 LL1
30 Beam_30	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.04	1 LL1
32 Beam_32	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.01	1 LL1
33 Beam_33	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.39	1 LL1
34 Beam_34	CAE 70x7	INOX	60.09	60.09	0.35	1 LL1
35 Beam_35	CAE 70x7	INOX	60.09	60.09	0.35	1 LL1
36 Beam_36	CAE 70x7	INOX	117.83	117.83	0.00	1 LL1
53 Column_53	TEAE 80x9	INOX	54.77	77.45	0.00	1 LL1
54 Simple bar_5	CARR 100	INOX	31.62	31.62	0.30	1 LL1
55 Simple bar_5	CARR 100	INOX	31.62	31.62	0.30	1 LL1
56 Simple bar_5	CARR 100	INOX	31.62	31.62	0.30	1 LL1
57 Simple bar_5	CARR 100	INOX	31.62	31.62	0.30	1 LL1

Tableau 16 : Code « CM66 » pour la vérification du flambement.

Alors que notre structure peut supporter tous les chargements exercés, donc on peut admettre cette structure comme un bâti pour tous les composants demandés pour un bon fonctionnement de cette machine.

III.6. Etude du système de convoyage



Figure 36: Vue isométrique du système de convoyage.

En effet le convoyeur a un but de déplacer les sacs empaquetés remplis de sucre poudre de la machine d'emballage vers la machine d'impression en passant au-dessous d'un Scanner pour la vérification d'une bonne formation des sacs de sucre semoule et son scellement.

Dans ce fait, il doit assurer une bonne démarche et un bon déplacement de ces derniers, jusqu'à l'arrivée à la deuxième machine.

Durant notre projet, le matériau de base choisi est l'acier inoxydable, et la matière des sacs étant de polypropylène (PP), la nécessité d'utilisation d'un convoyeur à courroie caractérisée d'un coefficient de frottement aidant à un bon contact entre courroie-sacs de polypropylène.

L'industrie « HABASIT » dispose plusieurs séries des convoyeurs avec ses propres courroies qui sont valables en rouleaux pour avoir une très grande variété de caractéristiques géométriques et de dimensionnement. En ce qui concerne leur largeur, longueur et épaisseur de ces derniers.

On admet que tout contact entre courroie et structure de convoyeur tel que l'acier inox 304, on doit mettre du Polyamide (PA) qui a un coefficient de frottement presque zéro pour n'avoir aucune usure ainsi que la courroie plate du convoyeur se déplace librement sans frottement avec la paroi de l'acier.

Pour cela on a choisi le caoutchouc (éthylène-Propylène-Terpolymer) comme type de courroie nommée (EPDM) pour le convoyeur où il est revêtu pour assurer une excellente adhérence et résistance à l'abrasion. Une performance supérieure de la courroie est assurée où le frottement est élevé et les caractéristiques d'amortissements sont décisives.

Les courroies de caoutchouc EPDM revêtues sont aussi appropriées pour des cas inclinés et déclinés pour le transport horizontal ainsi que pour l'écartement, le comptage, singularisation, et d'applications d'accélération.

Les différents avantages de cette courroie sont :

- Coefficient de friction est constant pendant toute la durée de vie de cette courroie.
- Matière durable et résistante à l'abrasion de sa surface supérieure et de contact.
- Fiabilités d'écoulements des produits en accélérations.
- Une longue durée de vie.
- Un rendement plus de 98%.
- Absorbent les chocs et les vibrations exercées.

III.6.1. Dimensionnement du convoyeur :

Comme nos sacs empaquetés de sucre poudre à des dimensions de 145mm de largeur et de 200mm de longueur, et le système de convoyage consiste à un déplacement de deux sacs juxtaposés en longueur, alors que la largeur de la courroie doit être environ de 80 cm où cette dimension est subdivisée en cinq partie (28 cm est prise pour les deux sacs, 20 cm pour chaque côté entre sac et châssie de convoyage ainsi que 12 cm entre sacs comme espace). Et la longueur de convoyeur doit être encore environ de quatre mètre dont la châssie du scanner est de deux mètres.

Voyons le support de bâtis de convoyeur :

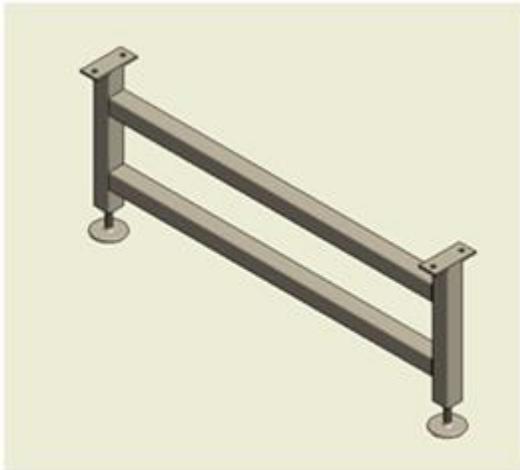


Figure 37: Vue isométrique du support du convoyeur.



Figure 38: Dimensions du support du convoyeur.

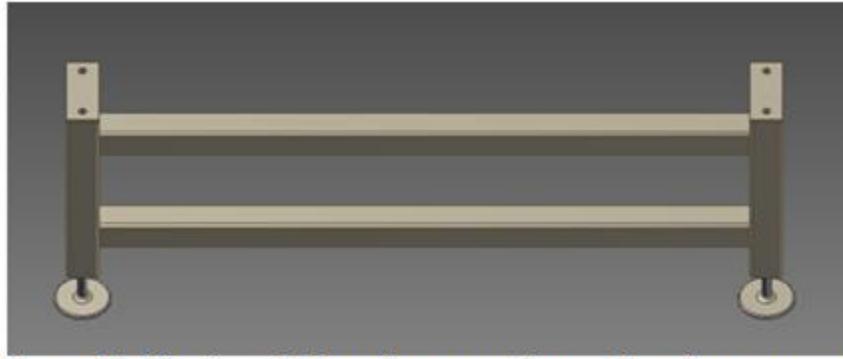


Figure 39 : Vue isométrique du support du système de convoyage.

Dont le convoyeur pose son bâti supérieur sur cinq supports :

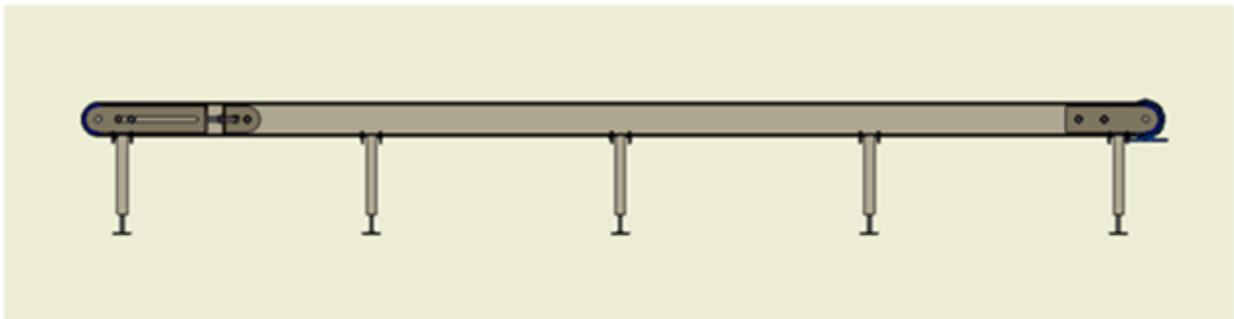


Figure 40 : Répartition des supports pour le système de convoyage.

Chacun de ces cinq supports se compose des parties suivantes :

- Deux pieds verticaux en forme de tube carré, placés parallèlement l'un par rapport à l'autre sur chaque extrémité de la largeur du convoyeur.
- Deux plaques rectangulaires d'épaisseur de 8 mm soudées sur les pieds verticaux dont ils ont deux perforations pour la fixation avec les bâtis supérieurs du convoyeur.
- Deux traverses horizontales, en forme d'un tube carré, placés parallèlement l'un par rapport à l'autre, suivant la largeur du convoyeur, et perpendiculairement aux deux pieds verticaux, et servant à maintenir les pieds en position verticale, conservant la nullité de leur inclinaison.
- Deux boulons de réglage, situés axialement dans la partie inférieure des pieds afin d'équilibrer la hauteur du convoyeur.



Figure 41 : Boulon de réglage pour la partie inférieure du support.

Pour faciliter le déplacement de la courroie, on met sur chaque 1m de longueur un rouleau similaire d'entraînement et d'entraînée.

III.6.2. Détermination des caractéristiques de la courroie du convoyeur et ses rouleaux

D'après la société « HABASIT » on a choisi comme rouleau motorisé en acier inoxydable pour le convoyeur qui a un diamètre extérieur de $\varnothing 80 \text{ mm}$ où sa masse est de : $m = 18 \text{ kg}$. Et sa largeur est de 80 cm.



Figure 42 : Exemple des rouleaux en acier inoxydable.

III.6.2.1. Détermination de la longueur primitive de la courroie demandée

$$\text{Où } L_p = 2L + (\theta_1 \cdot R_1) + (\theta_2 \cdot R_2)$$

Où :

- L : La longueur de la partie linéaire de la courroie qui est égale à l'entraxe « C » entre le rouleau entraînant et l'entraînée qui est égale à 4m ; $C = L = 4\text{m}$.
- θ_1 : Angle de contact entre la courroie et le rouleau d'entraînement en (rad).
- θ_2 : Angle de contact entre la courroie et le rouleau d'entraînée en (rad).
- R_1 : Le rayon primitif du rouleau d'entraînement en (m).
- R_2 : Le rayon primitif du rouleau d'entraînée en (m).

Où les rouleaux étant de même diamètre primitif.

$$\text{Donc } \theta_1 = \theta_2 = \pi \text{ rad}$$

$$\text{Et } R_1 = R_2 = 40 \text{ mm}$$

$$L_p = 2C + 2\theta_1 R_1$$

$$L_p = 2 \times 4 + 2 \times \pi \times 0,04$$

$$L_p = 8,2512 \text{ m} = \mathbf{8251 \text{ mm}}$$

Alors que les caractéristiques de la courroie seront :

Une courroie EPDM en caoutchouc revêtit dont sa longueur primitive est de **8251 mm**, sa largeur de **800 mm** et son épaisseur est de **4 mm**.

III.6.2.2. Calcul de la vitesse linéaire du convoyeur

La vitesse linéaire du convoyeur n'est autre que :

$$V = \frac{d}{t}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} d : \text{Distance parcourue par le sac de sucre poudre en (m)} \\ t : \text{Temps de parcours de cette distance en (s)} \end{array} \right.$

En effet, on a supposé que les sacs en plastique remplis sont à la suite disposés sur la courroie de convoyage, espacés entre eux d'une distance égale à 15 cm.

Ainsi qu'on pose « n » c'est le nombre de sacs disposés qui doit se trouver sur toute la longueur du convoyeur, donc « n-1 » est le nombre d'espaces se trouvant entre eux qui est égale à celui des sacs diminué de 1.

Le nombre total de sacs « n » qui doit se trouver sur toute la longueur du convoyeur est déterminer par :

$$\mathbf{\text{Longueur du convoyeur} = [n \times \text{longueurs du sac}] + [(n-1) \times \text{espace entre sacs}]}$$

En considérant que les sacs remplis et empaquetés seront entraînés en convoyeur, suivant leurs longueurs. En outre,

$$n = \frac{\text{Longueur du convoyeur} + \text{Espace entre sacs}}{\text{Longueur du sac} + \text{Espace entre sacs}}$$

$$n = \frac{4 + 0,15}{0,2 + 0,15}$$

$$\mathbf{n = 12 \text{ sacs}}$$

Or le débit de notre projet est de 1200 Kg/hr pour un seul cylindre. Autrement dit, un sac chaque trois secondes, donc le temps nécessaire pour l'arrivée d'un sac au convoyeur est de trois secondes. On obtient le temps nécessaire pour que les douze sacs se trouvent sur la surface du convoyage est :

$$12 \text{ sacs} \times 3 \text{ secondes} = 36 \text{ secondes}$$

Il faut 36 secondes pour que 12 sacs couvrent la totalité de la longueur du convoyeur qui est égale à 4 mètres.

D'où la vitesse linéaire du convoyeur sera :

$$V = \frac{4}{36} = 0,1111 \text{ m/s}$$

$$V = 11,11 \text{ cm/s}$$

Ensuite la vitesse angulaire du convoyeur est :

$$w = \frac{V}{R} = \frac{0,1111}{40 \times 10^{-3}}$$

$$w = 2,77 \text{ rad/s}$$

III.6.2.3. Calcul du couple due à l'inertie du convoyeur :

Le couple due à l'inertie est calculé par la formule suivante :

$$M_I = J_T \cdot \ddot{\theta}$$

Tel que J_T est le moment d'inertie des rouleaux réduit qui est égale à :

$$J_T = J_1 + J_2 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2$$

Où les moments d'inertie des deux rouleaux à l'intermédiaire des rouleaux d'entraînement et d'entraîné sont négligeable devant ces derniers.

Ainsi que les frottements des roulements sont négligeable.

On peut dire que $J_t = 2J$

Comme les rouleaux sont de même dimensionnement cherchons le moment d'inertie du rouleau par le logiciel « SolidWorks » on obtient :

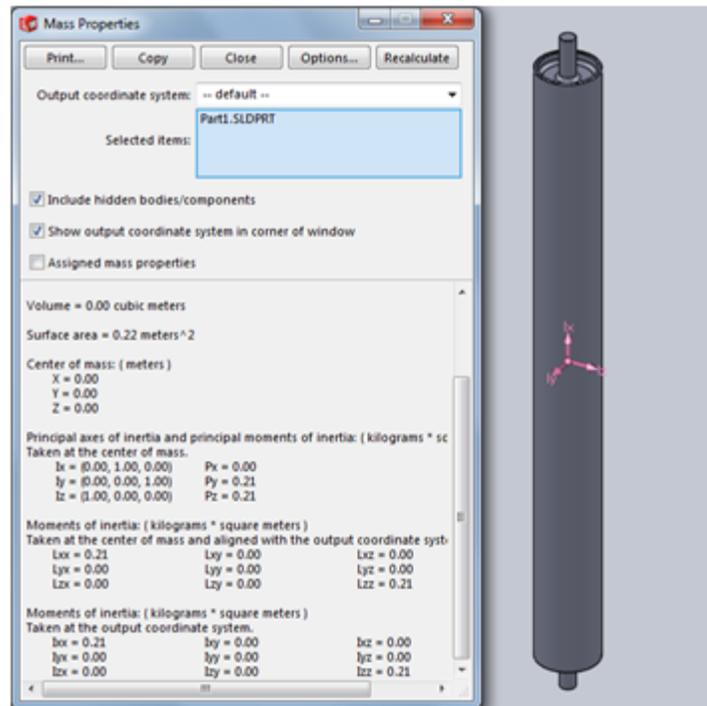


Figure 43 : Représentation du rouleau d'entraînement sur le logiciel SolidWorks.

$$J = 0,21 \text{ kg.m}^2$$

$$J_T = 2J = 0,42 \text{ kg.m}^2$$

L'accélération angulaire est donnée par la relation suivante :

$$\ddot{\theta} = \frac{\Delta w}{\Delta t} \simeq \frac{w}{t}$$

Or la vitesse maximale sera atteinte au bout d'une seconde.

$$\ddot{\theta} = w = 2,77 \text{ rad/s}$$

Par suite le couple due à l'inertie sera :

$$M_I = J_T \times \ddot{\theta} = 0,42 \times 2,77$$

$$M_I = 1,1634 \text{ N.m}$$

III.6.3. Calcul de la puissance du moteur d'entraînement du convoyeur :

$$P_m = \frac{P}{\eta_g}$$

C'est la puissance réelle du moteur en tenant compte des pertes de frottements.

Tel que : $\begin{cases} P : \text{Puissance théorique du moteur, sans tenir compte du frottement (w)}. \\ \eta_g : \text{Rendement global dû aux pertes dans les différents éléments du système.} \end{cases}$

$$\text{Où } P = K_s \cdot M_I \cdot \omega$$

$\begin{cases} K_s : \text{Facteur de service qui dépend du type de la machine entrainante et entraînée.} \\ M_I : \text{Couple due à l'inertie en (N.m)} \\ \omega : \text{La vitesse angulaire du convoyeur en (rad/s)} \end{cases}$

$$\text{Et } \eta_g = \eta_r^4 \times \eta_{ae}$$

Avec : $\begin{cases} \eta_r : \text{Rendement des roulements qui est égale à 0,995.} \\ \eta_{ae} : \text{Rendement d'accouplement élastique égal à 0,970.} \end{cases}$

$$\eta_g = 0,995^4 \times 0,97 = 0,95$$

Remplaçons les termes par leurs valeurs :

$$P_m = \frac{K_s \cdot M_I \cdot \omega}{\eta_r^4 \cdot \eta_{ae}}$$

Or le facteur de service est déduit par le [tableau 33] pour une machine entrainante moteur à courant alternative et une machine entraînée convoyeur à courroies avec huit heures de travail à un service normal.

$$K_s = 1,2$$

Donc :

$$P_m = \frac{1,2 \times 1,1634 \times 2,77}{0,95}$$

$$P_m = \mathbf{4,0 \text{ W}}$$

Par suite, la puissance du moteur électrique, à choisir dans les catalogues, doit être égale ou supérieure à la valeur de puissance réelle P_m calculée.

D'après le catalogue « MOTOX Motoréducteurs » pour une marque Allemagne « SIEMENS », on trouve une puissance de 0,12 KW équivalente à **120 W**, et sa vitesse de sortie égale à **28 tr/min** et son couple de sortie vaut **41 N.m** pour un moteur avec son motoréducteur à arbres parallèles, donc son numéro de référence est :

2KJ1300-9CB13-1DB2

Vérifions la vitesse de rotation effective de notre système :

$$\omega = 2\pi \cdot n$$

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{2,77}{2\pi}$$

$$n = 0,44 \text{ tr/s}$$
$$n = 26,7 \text{ tr/min}$$

III.6.4. Calcul de l'arbre de transmission du convoyeur

Un arbre est une pièce fixe ou rotative, de section circulaire, qui supporte généralement les éléments qui transmettent un mouvement ou une puissance comme : les engrenages, volants, pignons, poulie, manivelles... etc.

Elle est fréquemment utilisée pour transmettre la puissance d'une partie de la machine à une autre, ainsi que pour assurer un positionnement d'un élément de la machine par rapport à un autre. Dont son nom dépend de son fonctionnement :

- Arbre de transmission : transmet un couple d'un moteur à une machine ou un élément de machine.
- Arbre de renvoi : supporte les éléments d'une machine comme les engrenages, les poulies, etc. et il transmet un couple entre chaque élément.
- Essieu : c'est un arbre stationnaire ou rotatif qui ne transmet pas de couple et sert au positionnement.

Les contraintes induites à un arbre sont la flexion, la torsion ou complexe qui est la somme des contraintes de flexion et torsion avec une charge axiale induisant le flambement.

Pour concevoir le choix d'un arbre il faut prendre en considération les critères de :

- La résistance.
- La rigidité.
- La vitesse critique.

Tel que, le critère aussi dépend de la géométrie de cet arbre et son choix doit être économique et sûr.

III.6.4.1. Calcul de la résistance de l'arbre entrainant du convoyeur et le diamètre adéquat

Il existe plusieurs méthodes pour calculer le diamètre vérifiant la résistance d'un arbre.

Parmi les méthodes les plus utilisés est le code « ASME » qui consiste à :

- Déterminer la répartition des couples de torsion maximale.
- Déterminer la répartition des couples de flexion maximale.

- Déterminer la répartition des charges axiales.
- Calculer la contrainte de cisaillement maximal basé sur le cercle de Mohr pour déterminer le diamètre de l'arbre.

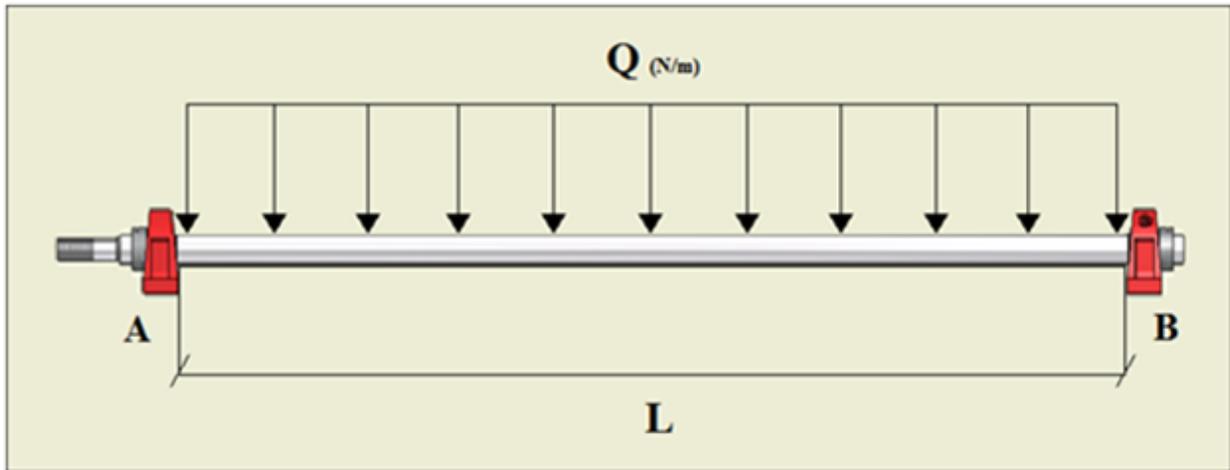


Figure 44: Représentation de la charge répartie sur l'arbre de transmission.

- Détermination de la charge exercée sur la longueur de l'arbre de transmission :

La charge « Q » exercée sur la longueur L de l'arbre de transmission est résultante du :

- 1) Poids du rouleau d'entraînement dont sa masse est de $m = 19 \text{ kg}$
Sa charge linéaire sur l'arbre d'entraînement :

$$q_1 = \frac{m \cdot g}{L} = \frac{19 \times 9,81}{0,8} = 233 \text{ N/m}$$

Tel que « L » est approximativement égale à la longueur entre réaction des roulements.

- 2) Poids total des sacs de sucres semoule disposé sur 1 m de longueur pour deux lignes de production :

$$q_2 = \left(\frac{\text{Nombre de sacs totaux}}{\text{Longueur du convoyeur}} \times \text{Nombre de ligne de production} \right) \times \text{masse d'un sac} \times \frac{g}{L}$$

$$q_2 = \left(\frac{12}{4} \times 2 \right) \times 1 \times \frac{9,81}{0,8} = 73,575 \text{ N/m}$$

- 3) Poids de la courroie, d'après la société « HABASIT », il détermine la masse d'un mètre carré de la courroie caoutchouc revêtue (EPDM) vaut $5,12 \text{ kg/m}^2$.

Or la charge exercée sur l'arbre d'entraînement par la masse linéaire de la courroie :

$$q_3 = \frac{M_c \cdot S}{L} \times g$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} M_c : \text{La masse surfacique de la courroie en (kg/m}^2\text{)}. \\ S : \text{Surface de la courroie pour 1 m de longueur du brain moue avec le brain tendue avec} \\ \text{la surface de contact entre rouleau et courroie en (m}^2\text{)}. \\ g : \text{Accélération du pesanteur.} \\ L : \text{Largeur de la courroie.} \end{array} \right.$

$$\text{Où } S = (1 \times 0,8) + (\pi \times 0,04) \times 0,8 + (4 \times 0,8)$$

$$S = 4,1 \text{ m}^2$$

$$q_3 = \frac{5,12 \times 4,1}{0,8} \times 9,81 = 257,41 \text{ N/m}$$

Alors que la charge totale exercée sur l'arbre est :

$$Q = q_1 + \frac{q_2}{2} + \frac{q_3}{2}$$

$$Q = 233 + \frac{73,575}{2} + \frac{258}{2}$$

$$Q = 400 \text{ N/m}$$

- Détermination du moment fléchissant maximal :

Les réactions aux appuis par d'autre terme les roulements où par symétrie : $R_A = R_B = \frac{Q \cdot L}{2}$

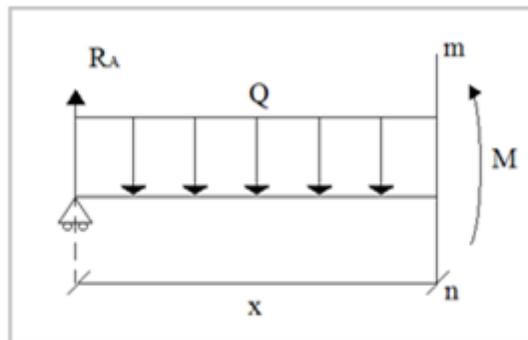


Figure 45: Une coupe à l'équilibre représentant le moment fléchissant.

Et faisant une coupe à l'équilibre pour l'arbre on trouve que l'équation du moment fléchissant :

$$M = -\frac{Q \cdot x^2}{2} + R_A \cdot x$$

Par dérivé du moment fléchissant par rapport à l'axe « x » on constate qu'il a une valeur maximale pour $x = \frac{L}{2}$

Alors sa valeur maximale est :

$$M_{max} = -\frac{L^2}{8} + \frac{Q.L^2}{4}$$

$$M_{max} = \frac{Q.L^2}{8} = \frac{400 \times 0,8^2}{8}$$

$$\mathbf{M_{max} = 32 N.m}$$

- Détermination du couple de torsion maximal :

Le couple de torsion maximal « T » sur l'arbre du convoyeur est résultant de la puissance transmise par le motoréducteur.

$$T = \frac{P \cdot \eta_g}{W_2}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} P : \text{Puissance transmise par le motoréducteur en (W).} \\ \eta_g : \text{Rendement global dû aux pertes dans les différents éléments du système.} \\ W_2 : \text{Vitesse angulaire de l'arbre en (rad/s).} \end{array} \right.$

Par suite, d'après le catalogue du motoréducteur « SIEMENS », on trouve que le moteur choisit à une puissance de $P = 120 \text{ W}$, et une vitesse de rotation de l'arbre $n_2 = 28 \text{ tr/min}$.

Avec :

$$\eta_g = \eta_r^2 \cdot \eta_{ae}$$

Tel que : $\left\{ \begin{array}{l} \eta_r : \text{Rendement de transmission des roulements égale à } 0,995. \\ \eta_{ae} : \text{Rendement de l'accouplement élastique égal à } 0,97. \end{array} \right.$

$$\eta_g = 0,995^2 \times 0,97$$

$$\eta_g = \mathbf{0,96}$$

$$\text{Or: } \omega = \frac{2\pi n_2}{60}$$

$$\text{D'où: } T = \frac{30 \times P \times \eta_g}{\pi \times n_2} = \frac{30 \times 120 \times 0,96}{\pi \times 28}$$

$$\mathbf{T = 39,3 N.m}$$

- Calcul de la contrainte admissible de l'arbre :

La contrainte admissible comme étant la plus petite des deux valeurs suivantes :

$$S_p = b. (0,18. S_{ut}; 0,30. S_y)_{min}$$

Où $b = \begin{cases} 1,0 & \text{sans concentration des contraintes dans l'arbre} \\ 0,75 & \text{avec concentration des contraintes dans l'arbre} \end{cases}$

Or comme dans notre cas l'arbre du convoyeur est assemblé avec le motoréducteur qui ont une différence de section et de diamètre donc il y a concentration des contraintes, $b = 0,75$.

A noter que S_p peut être réduite de 25% si la faillite de l'arbre est susceptible d'entraîner des conséquences catastrophiques.

Où $\begin{cases} S_y : \text{Limite d'élasticité du matériau (MPa)} \\ S_{ut} : \text{Résistance à la rupture (MPa)} \end{cases}$

Autant le matériau utilisé, pour l'arbre est l'acier faiblement allié « 42CrMO4 » donc voyons le [Tableau 31], on trouvera les valeurs de :

- $S_{ut} = 1080 \text{ MPa}$
- $S_y = 850 \text{ MPa}$

$$\begin{aligned} \text{Donc } S_p &= 0,75 (0,18 \times 1080 ; 0,3 \times 850)_{min} \\ S_p &= (145,8 ; 191,25)_{min} \\ \mathbf{S_p} &= \mathbf{145,8 \text{ MPa}} \end{aligned}$$

- Calcul du diamètre de l'arbre de transmission du convoyeur :

Le calcul de la contrainte maximale de cisaillement basé sur le cercle de Mohr se fait avec la formule suivante :

$$\tau = \frac{16}{\pi \cdot d^2} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2}$$

Avec : $\begin{cases} \tau : \text{Contrainte maximale de cisaillement en (Pa)} \\ d : \text{Diamètre de l'arbre en (m)} \\ C_m : \text{Facteurs de charge qui dépend du moment de flexion} \\ M : \text{Moment fléchissant résultant maximal (N.m)} \\ T : \text{Couple de Torsion maximal en (N.m)} \\ C_t : \text{Facteur de charge qui dépend du couple de Torsion.} \end{cases}$

Les équations précédentes peuvent être combinées pour donner une équation utilisée en conception pour déterminer le diamètre de l'axe :

$$d = \left[\frac{5,1}{S_p} [(C_m M)^2 + (C_t T)^2]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Voici les valeurs de facteur de charge :

Chargement		C _m	C _t
Arbre stationnaire	Charge appliquée lentement	1	1
	Charge appliquée rapidement	1,5-2,0	1,5-2,0
Arbre de transmission ou de renvoi	Charge lentement	1,5	1
	Choc mineur	1,5-2	1-1,5
	Choc majeur	2-3	1,5-3

Tableau 17 : Facteur de charge de C_m et C_t.

Comme les sacs de sucre poudre glissent sur la glissière et entrent en se glissant au convoyeur sans se chuter sur la surface supérieure du convoyeur pour n'avoir pas un choc. Alors pour un arbre de transmission : C_m = 1,5 et C_t = 1.

$$d = \left[\frac{5,1}{145,8 \times 10^6} [(1,5 \times 32)^2 + (1 \times 39,3)^2]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,013 \text{ m}$$

$$d = 13 \text{ mm}$$

Donc pour plus de sécurité et de stabilité soit donc l'arbre de transmission de convoyeur égale à **20 mm**.



Figure 46: Vue isométrique de l'arbre de transmission.

III.6.4.2. Calcul de Facteur de Sécurité par la Théorie de VON MISES-HENCKY

Cette approche utilise la théorie de Von Mises et elle est basée sur l'énergie maximale de distorsion et le diagramme de Goodman modifiée.

Prenons un arbre en rotation soumis à :

- Des contraintes de flexion variables causées par un moment constant ;
- Des contraintes de cisaillement variables causées par un couple variable ;
- Des contraintes uniaxiales provenant d'une charge axiale constante.

Les contraintes de Von Mises définies dans ce cas-ci sont :

$$\begin{cases} \sigma'_a = \sqrt{(\sigma_{xa})^2 + 3 \cdot (\tau_{xya})^2} \\ \sigma'_m = \sqrt{(\sigma_{xm})^2 + 3 \cdot (\tau_{xym})^2} \end{cases}$$

Où :

$$\begin{cases} \sigma_{xa} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} & \tau_{xya} = \frac{16 \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} \\ \sigma_{xm} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} & \tau_{xym} = \frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot d^3} \end{cases}$$

Avec :

$$\begin{cases} M : \text{Moment de flexion constant maximal} \\ T_m : \text{Couple de torsion appliqué} \\ T_a : \text{Amplitude de la partie alternée du couple appliqué} \\ F : \text{Force axiale constante} \end{cases}$$

Après remplacement de chaque terme par son expression, on obtient :

$$\begin{cases} \sigma'_a = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_a)^2} \\ \sigma'_m = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{\left(\frac{F \cdot d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_m)^2} \end{cases}$$

Le facteur de sécurité, défini par cette théorie, est :

$$F_S = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

Avec :

S_e : Limite d'endurance en tension du matériau de l'arbre (MPa) en dessous de laquelle on considère que la pièce ne cassera pas en fatigue.

L'expression du facteur de sécurité, dans la relation précédente, est obtenue en utilisant comme limitation la ligne de fatigue S_e - S_{ut} . En effet, si la limitation vient de la ligne d'écoulement S_y - S_y , on pourra, de façon similaire, développer la nouvelle équation exprimant le facteur de sécurité ;

Soit :

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

Or dans notre projet, la force axiale est nulle ($F = 0$) et l'amplitude de la partie alternée du couple appliqué est, à son tour, nulle ($T_a = 0$) ;

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} \cdot (0)^2}$$

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M^2}$$

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot M$$

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi \cdot 0,02^3} \cdot 32$$

$$\sigma'_a = \mathbf{40,74 \text{ MPa}}$$

$$\text{Et } \sigma'_m = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{\left(\frac{0, d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot (T_m)^2}$$

$$\sigma'_m = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{\frac{3}{4} \cdot (T_m)^2}$$

$$\sigma'_m = \frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot T_m}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma'_m = \frac{16\sqrt{3} \cdot 39,3}{\pi \cdot 0,02^3}$$

$$\sigma'_m = \mathbf{43,33 \text{ MPa.}}$$

Le facteur de sécurité sera égal à :

$$F_s = \frac{850}{40,74 + 43,33}$$

$$\mathbf{F_s = 10}$$

Donc, la résistance de l'arbre est très largement limitée par la ligne d'écoulement S_y - S_y .

III.6.5. Choix des roulements

Le roulement est un organe qui assure la liaison mobile entre deux éléments d'un mécanisme, en rotation l'un par rapport à l'autre. Sa fonction est de permettre la rotation relative de ces éléments, sous charge, avec précision et avec un frottement minimal. Ils sont conçus pour jouer un rôle très important qui est la reprise des forces de réaction axiales ou radiales, afin de garder les arbres, sur lesquels ils sont montés en équilibre.

En effet, Le roulement est constitué :

- De deux bagues liées l'une à l'élément fixe, l'autre à l'élément mobile et comportant des chemins de roulement.
- De corps roulants permettant le déplacement relatif des deux bagues avec un frottement minimal.
- D'une cage séparant les corps roulants.

A cause des différents modes de chargement possibles, les roulements sont construits pour subir :

- Une charge radiale seulement.
- Soit une charge axiale seulement.
- Soit une charge complexe, c'est-à-dire une charge radiale et une charge axiale.

Pour cela les roulements se présentent en deux grandes familles :

- Les roulements à billes où le contact bille-chemin est théoriquement ponctuel autorisant des vitesses de rotation élevées et à des charges radiales faibles ou moyennes.
- Les roulements à rouleaux où le contact rouleau-chemin est théoriquement linéaire. Ceux-ci permettent de supporter des charges radiales plus élevées que les roulements à billes.

III.6.5.1. Facteurs affectant le choix d'un roulement

Après avoir défini le champ d'application des roulements requis pour notre système avec les conditionnements nécessaires, on peut se baser sur plusieurs facteurs pour la sélection et le choix du roulement :

1- Vitesse de rotation :

Il faut tenir compte de la vitesse lorsqu'on choisit un type de roulement, à cause de la chaleur générée à l'intérieur du roulement, les divers types de roulements en générale ne peuvent pas être utilisés au-delà de certaines limites. Les vitesses maximales permises sont : fonction du type de galets et du type de lubrification.

La vitesse de rotation est un des facteurs importants dont il faut tenir compte pour calculer la charge équivalente que doit supporter un roulement dans une application donnée.

2- Charge et direction de la charge :

Le roulement est soumis à une combinaison de charges axiales et radiales. Des facteurs de pondération relatifs à chaque type de roulement ont été élaborés : ils tiennent compte de leur capacité relative de supporter la charge axiale.

3- Température de fonctionnement :

Les roulements normalisés peuvent être utilisés à des températures allant jusqu'à 100°C sans aucuns inconvénients. Mais dépassant la température limite, il faut utiliser des roulements spéciaux, en tenant compte d'une réduction de la capacité de charge. Notant que la température influe aussi sur le choix du lubrifiant.

4- Frottements :

En cas réelle le frottement n'est plus négliger dont il influe sur le rendement du roulement et du système. Le frottement est surtout provoqué par les joints d'étanchéité et le frottement interne du roulement lui-même.

- Frottement du roulement

A cause de l'usure externe de roulement et les déformations des pièces, le contact entre deux pièces de métal se fait sur une certaine surface. Cette déformation de pièces engendre des forces de glissement. Il en résulte donc une perte d'énergie, et une augmentation de plus en plus l'espacement inter-pièces et les jeux.

- Frottement de glissement

Le frottement de glissement est dû aux frottements des éléments les uns sur les autres :

- 1) Frottements des billes entre elles
- 2) Frottements des billes sur la cage
- 3) Frottements des rouleaux sur les épaulements

- Frottement dû au lubrifiant

Lorsqu'un élément tourne, il doit vaincre le cisaillement du lubrifiant ainsi que le cisaillement entre le métal et le lubrifiant de réserve.

Une lubrification trop abondante peut entraîner une mise hors d'usage d'un roulement.

5) Rigidité des roulements :

Dans certains cas spéciaux où on exige une très grande rigidité des roulements, on fera appel de préférence aux roulements à une ou à deux rangées de galets cylindriques ou à des roulements à galets coniques. Leur contact linéaire les rend plus rigides que les roulements à billes où le contact n'est que ponctuel.

6) Faible bruit de fonctionnement :

En général, ce facteur est négligeable car le bruit de la machine est de loin supérieur au bruit du roulement. Toutefois, lorsqu'il s'agit de remplir certaines fonctions, dans les appareils électroménagers par exemple, ce problème peut prendre une certaine importance. Il existe, à cet égard, une gamme limitée de roulements à faible intensité sonore.

7) Précision :

Dans certains cas, on a besoin des roulements d'une haute précision à celle qui est prescrite par les normes. Cela s'applique particulièrement aux paliers tournant à haute vitesse où l'on veut limiter les forces centrifuges. Il existe sur le marché des séries de roulements à précision élevée.

8) Compensation de défauts d'alignement :

Si le montage de roulements n'est pas perpendiculaire à l'arbre, ou que les bagues intérieures et extérieures ne sont pas dans le même plan, les éléments roulants ne fonctionnent pas dans des conditions idéales. Ceci peut être dû au montage ou à la flexion de l'arbre. En ce qui a trait aux roulements à billes à gorges profondes, les billes circulent sur le flanc de la piste. Ceci peut être néfaste, particulièrement dans le cas des roulements avec une rainure de remplissage.

9) Facilité de montage et démontage :

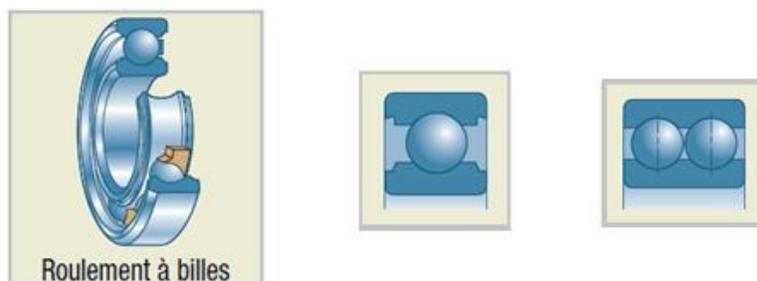
Lorsque les montages et les démontages sont fréquents ou lorsque le roulement doit être installé dans un endroit presque inaccessible, on a recours aux roulements démontables : roulements à billes de type magnéto, roulements à rouleaux cylindriques, roulements à aiguilles, roulements à rouleaux coniques.

III.6.5.2. Types de roulements

Il existe de nombreux types de roulements, chacun ayant été conçu pour un type d'application précis, ou afin de répondre à des contraintes imposées par les différents mécanismes industriels. Vous trouverez ci-dessous une liste des principaux types. Pour chaque catégorie, il existe des centaines de roulements différents, différant soit par leurs dimensions (diamètre intérieur, diamètre extérieur, diamètre primitif, diamètre des billes, des rouleaux), soit par leurs propriétés mécaniques (résistance aux charges, à la température, ...).

Roulements à billes à contact radial à une ou deux rangées de billes :

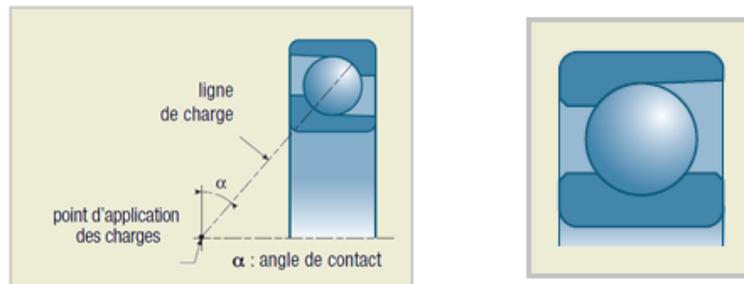
Ce sont des roulements très diffusés et les plus utilisés dans le monde car ils présentent le meilleur rapport performance/prix. Conçus pour supporter essentiellement des charges radiales, ils supportent également des basses charges axiales grâce à la profondeur des chemins de roulements qui permettent une bonne rigidité.



Roulements à billes à contact oblique :

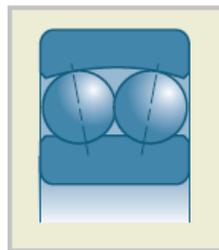
Ce type de roulement est presque le même que le type de roulement à billes, on le trouve soit à une rangée de billes qui peut être pré-charge par une charge axiale ou oblique suivant un angle α , mais dirigé uniquement dans un seul sens, ou bien à deux rangées de billes qui peuvent accepter des charges axiales dans les deux sens et obliquement. Pourtant ils sont utilisés seuls comme palier double.

Ainsi ce roulement d'une rangée doit être monté sur un même axe en opposition avec un autre roulement de même nature pour agir de plus d'avantages.



Roulement à rotule sur billes :

Ce type de roulement possède une particularité : la bague extérieure n'a pas un ou deux chemins profonds comme pour les roulements précédents, mais elle possède une surface lisse et de forme sphérique qui permet un débattement angulaire. La qualité principale de ce type de roulement est qu'il admet des défauts d'alignement plus importants, de l'ordre de 2 à 3° (1/10° pour les autres).



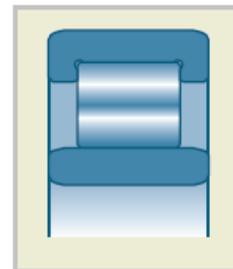
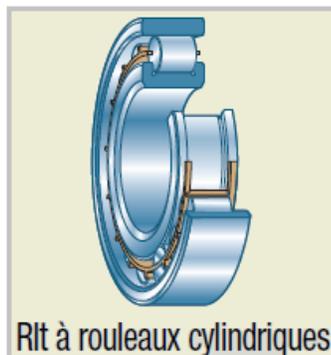
Roulement à rotule sur rouleaux :

Ce type de roulement a le même principe et conception que les roulements à rotule sur billes, donc ils ont les mêmes avantages. La seule différence vient du fait qu'ils peuvent supporter des charges axiales.



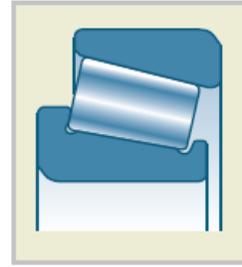
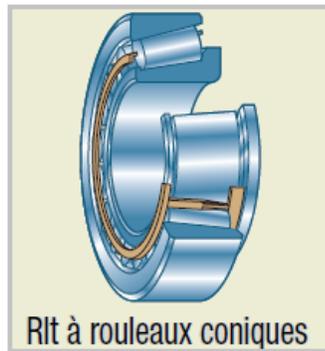
Roulement à rouleaux cylindriques :

Ce type de roulement est conçu pour supporter des charges radiales importantes, il a une excellente résistance aux surcharges instantanées et aux chocs. En effet, la surface de contact étant plus importante que pour les billes, il permet de supporter de plus fortes charges. Ils permettent également des vitesses de rotation élevées. Ce type de roulement a une particularité, on peut le trouver sans bague intérieure ou sans bague extérieure. Le chemin de roulement sera dans ce cas usiné directement dans le mécanisme, sur l'arbre ou dans le logement suivant les cas.



Roulement à rouleaux coniques :

Comme le roulement à billes à contact obliques, le roulement à rouleaux coniques est un roulement à contact angulaire qui peut supporter, en plus de charges radiales importantes, des charges axiales supportables seront grandes. De même que le roulement à billes à contact oblique, ce roulement ne supporte que des charges axiales dans un seul sens. Il doit donc être placé sur l'axe en opposition avec un roulement de même type. Ce type de roulement est le plus utilisé après le roulement à une rangée de billes, car il est capable de supporter de fortes charges.



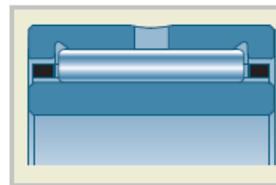
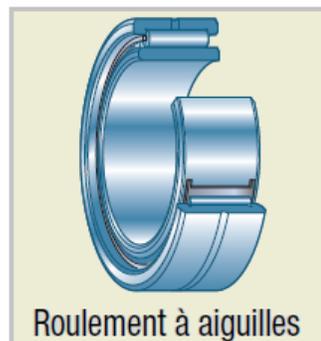
Roulements à rouleaux sphériques :

Ce type de roulement est similaire au roulement à rotule avec deux rangées de billes. Sa bague extérieure comporte un chemin de roulement sphérique, ce qui lui autorise un défaut d'alignement important. Contrairement au roulement à rotule sur billes, il peut admettre des charges radiales très élevées et accepte aussi les charges axiales.



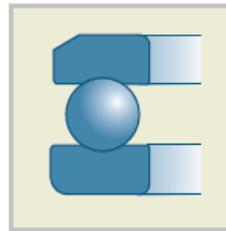
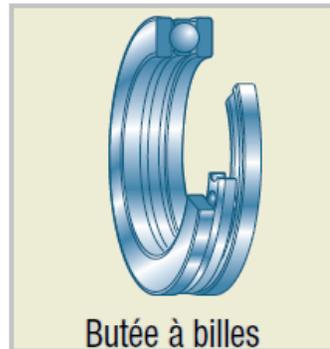
Roulements à aiguilles :

Ce genre de roulement admet des charges radiales relativement élevées dans un encombrement réduit et avec une grande rigidité radiale à cause de leur forme très allongée, ce qui leur permet de supporter de fortes charges radiales. Mais ils n'acceptent aucune charge axiale. Seuls les roulements combinés, composés d'une butée à aiguilles et d'une cage à aiguilles, supportent les deux charges à la fois.



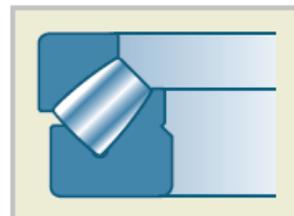
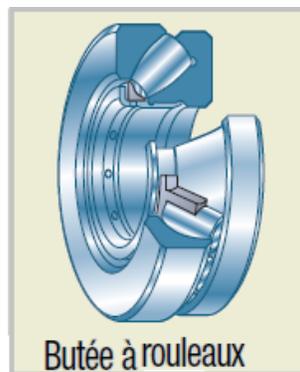
Butée à billes :

La butée à billes possède la plupart des avantages du roulement du même nom (simplicité, faible frottement), mais présente plusieurs inconvénients. Le plus important : elle ne permet pas de guider radialement l'axe en rotation... il existe deux types de butées à billes : la butée à simple effet (1 rangée de billes) et la butée à double effet (2 rangées de billes). La butée à simple effet n'admet des charges axiales que dans un seul sens, tandis que la butée à double effet supporte la charge axiale dans les deux sens. L'intérêt de ces butées est limité. Il faut en effet une charge axiale minimale pour garantir le roulement des billes et le bon fonctionnement de la butée.



Butée à rouleaux :

Ce type de butées est très rare car on peut le remplacer souvent par les roulements à rouleaux coniques. La butée à rouleaux présente les avantages suivants : forte capacité de charge axiale et possibilité de supporter des charges radiales relativement importantes (jusqu'à la moitié des charges axiales). Elle autorise également un désalignement de $0,5^\circ$ de l'axe de rotation par rapport au reste du mécanisme.



III.6.5.3. Dimensionnement des roulements de l'arbre d'entraînement du convoyeur

- Choix de roulement :

Les roulements, dans notre cas, sont sollicités par une charge radiale, et une charge axiale presque négligeable.

Donc on peut admettre comme type des roulements à une rangée de bille, à contact radial, dont ils exigent une bonne Co-axialité des portées de l'arbre et des alésages des logements d'autre part.

- Calcul de la fiabilité du diamètre intérieur des roulements :

On reconnaît deux modes de faillites des roulements : la fatigue et l'usure. La durée du roulement sera calculée d'abord suivant les considérations de fatigue de surface des pièces en présence.

La concentration des contraintes les plus élevées dans le roulement se situe au contact entre l'élément roulant et les pistes. Par d'autre terme, l'élément le plus chargé est le rouleau ou la bille.

À cause de la fréquence d'application des efforts de contact, le roulement peut se briser par fatigue.

La théorie relative à la fatigue des roulements est appliquée au cas idéal représenté par les conditions suivantes :

- Une lubrification efficace pendant toute la durée du roulement.
- Un excellent montage.
- Une protection parfaite contre la pénétration de saletés d'agents abrasifs.

En pratique, il est rare qu'on retrouve ces conditions idéales. Si elles ne sont pas satisfaites, il y aura usure.

Le taux de charge dynamique du roulement (C_d) est calculé en utilisant l'équation suivante :

$$C_d = R_e \cdot \left[\frac{3 \cdot N_d \cdot H_{10}}{5 \cdot 10^4} \right]^{\frac{1}{a}}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} R_e : \text{Charge radiale équivalente en (N)} \\ N_d : \text{Vitesse de rotation désirée d'une des parties du roulement en (tr/min)} \\ H_{10} : \text{Durée, en nombre d'heures, par rapport à une fiabilité de 90\%} \\ a : \text{Constante qui dépend du type de roulement} \end{array} \right.$

Type de roulement	Roulement à billes	Roulement à rouleaux
a	3	10/3

Tableau 18 : Valeur de la constante « a » qui dépend du type de roulement.

Or :
$$R_e = \max(X_1 \cdot V \cdot F_r + Y_1 \cdot F_a; X_2 \cdot V \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a)$$

Avec :
$$\left\{ \begin{array}{l} F_r : \text{Charge radiale appliquée en (N)} \\ F_a : \text{Charge axiale appliquée en (N)} \\ V : \text{Facteur tenant compte de la bague qui tourne} \\ X_1, X_2 : \text{Facteur multipliant la charge radiale [Tableau 32]} \\ Y_1, Y_2 : \text{Facteur multipliant la charge axiale [Tableau 32]} \end{array} \right.$$

Conditionnement du roulement	La bague intérieure tourne	La bague extérieure tourne	Roulement à rotule
V	1	1,2	1,0

Tableau 19 : Valeur de la constante « V » tenant compte de la bague qui tourne.

Pour le choix de la constante « V », il faut prendre en considération que, dans notre cas, c'est la bague intérieure qui tourne ; ce qui impose d'utiliser :

$$V = 1$$

Ainsi que, pour le choix de la constante « a », il faut prendre en considération que les roulements utilisés sont à billes alors que la valeur de la constante « a », d'après le tableau sera :

$$a = 3$$

- Calcul de la durée du roulement :

La durée (H_{10}), en heures, par rapport à une fiabilité donnée est déduite de l'équation suivante :

$$R = e^{-\left(\frac{H_R}{m \cdot H_{10}}\right)^b}$$

Avec :
$$\left\{ \begin{array}{l} R : \text{Fiabilité du roulement en (\%)} \\ H_R : \text{Durée désirée à la fiabilité, R en (hr)} \\ m : \text{Constantes calculées comme étant égale à 6,84} \\ b : \text{Constantes calculées comme étant égale à 1,17} \end{array} \right.$$

En admettant que $H_R = 5000$ heures et $R = 95\%$

Alors que, la durée « H_{10} » en heure sera :

$$H_{10} = \frac{H_R}{m} \cdot \frac{1}{\left(\ln \frac{1}{R}\right)^b}$$

$$H_{10} = \frac{5000}{6,84} \cdot \frac{1}{\left(\ln \frac{1}{0,95}\right)^{1,17}}$$

$$H_{10} = 9256 \text{ heures}$$

- Calcul de la charge équivalente :

Pour le choix du couple de facteurs ($X_1 ; Y_1$) et ($X_2 ; Y_2$), il faut tenir compte que les roulements utilisés sont à billes à gorges profondes, ce fait selon le tableau [Tableau 31] les valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} X_1 &= 1,0 ; Y_1 = 0,0 \\ X_2 &= 0,5 ; Y_2 = 1,40 \end{aligned}$$

Or la charge axiale « F_a » dans notre cas étant négligeable en effet :

$$\mathbf{F_a = 0 N}$$

La charge totale agissante sur l'arbre déjà calculé étant :

$$\mathbf{Q = 400 N/m}$$

Transformant la charge totale réparties en charge concentrée donc :

$$\begin{aligned} P &= Q \times L = 400 \times 0,8 \\ \mathbf{P} &= \mathbf{320 N} \end{aligned}$$

Où « L » est la longueur d'arbre sur laquelle la charge réparties est appliquée.

Or le poids de l'arbre du convoyeur « P_a » est donné par :

$$\begin{aligned} P_a &= m_{arbre} \cdot g \\ P_a &= 3,88 \times 9,81 \\ \mathbf{P_a} &= \mathbf{38,06 N} \end{aligned}$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} m_{arbre} : \text{Masse de l'arbre du convoyeur égale à } 3,88 \text{ kg} \\ g : \text{Accélération du pesanteur égale à } 9,81 \text{ m/s}^2 \end{array} \right.$

La charge résultante devient :

$$\begin{aligned} F &= P_a + P = 38,06 + 320 \\ \mathbf{F} &= \mathbf{358,06 N} \end{aligned}$$

Par suite l'arbre étant soumise à deux roulements, à cause de la symétrie donc la charge radiale sera :

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{F}{2} = \frac{358,06}{2} \\ \mathbf{F_r} &= \mathbf{180 N} \end{aligned}$$

Alors la charge radiale équivalente R_e sera :

$$\begin{aligned} R_e &= \max(1 \times 1 \times 180 + 0 ; 0,5 \times 1 \times 180 + 0) \\ \mathbf{R_e} &= \mathbf{180 N} \end{aligned}$$

- Calcul du taux de charge du roulement « C_d » :

La vitesse de rotation désirée d'une des parties du roulement, « N_d » est égale à celle de sortie du motoréducteur d'entraînement donc :

$$N_d = 28 \text{ tr/min}$$

$$C_d = R_e \cdot \left[\frac{3 \cdot N_d \cdot H_{10}}{5 \times 10^4} \right]^{\frac{1}{a}}$$

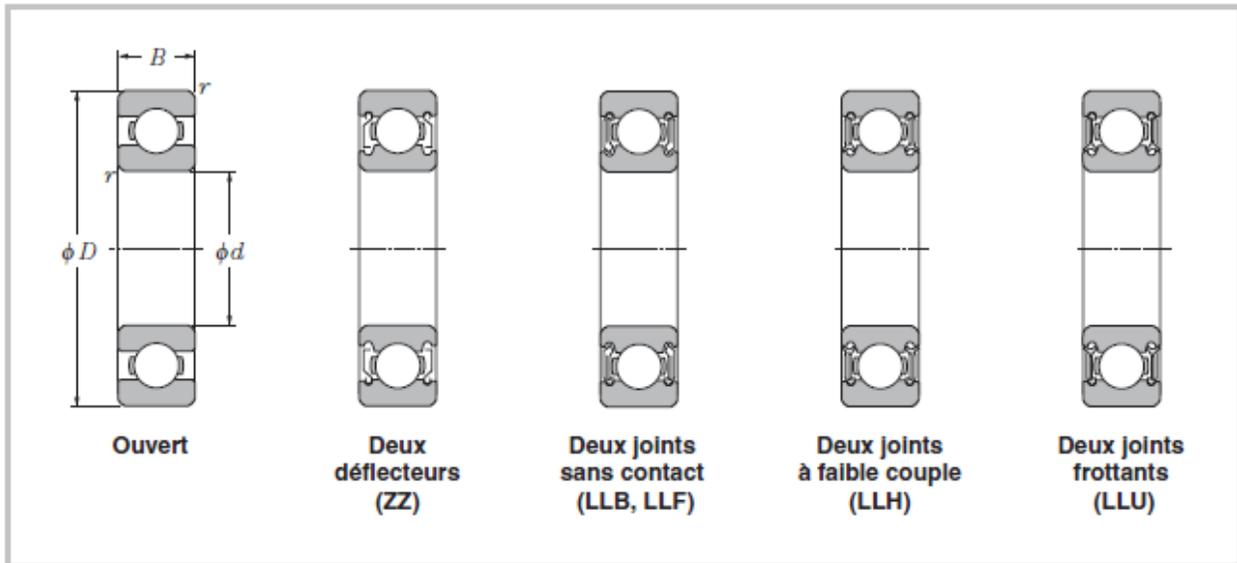
$$C_d = 180 \times \left[\frac{3 \times 28 \times 9256 \times 60}{5 \times 10^4} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$C_d = 1758,87 \text{ N}$$

Le diamètre de la bague intérieure du roulement est imposé par celui de l'arbre où il est localisé :
d : diamètre de l'arbre du convoyeur = 20 mm.

Or d'après la société « NTN Corporation » et ne se référant à son catalogue « Roulement à billes et à rouleaux », on peut sélectionner un roulement satisfaisant. Le [Tableau 20] pour un diamètre intérieur du roulement de 20 mm qui peut supporter une charge dynamique plus que 1,8 KN calculer. On trouvera une valeur supérieure à cette dernière de 4 KN.

Donc soit le code du roulement désiré **6804 ZZ LLB-LLU** dont son diamètre de sa bague extérieure de 32 mm.



d	Dimensions			Charge de base				Facteur		Vitesse limite				Désignation				
	D	B	$r_s \text{ min}^{-1}$	$r_{ns} \text{ min}$	C_r (kN)	C_{or} (kgf)	C_r (kgf)	C_{or} (kgf)	f_o	graisse ouvert (ZZ)	huile ouvert (LLB)	Z (LLH)	LLB (LLU)	ouvert	deux défecteur	deux joints sans contact	joint à faible couple	à deux joints avec contact
20	27	4	0.2	—	1.04	0.730	106	74	16.1	5 000	5 700	—	—	6704	—	LLF	—	—
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	410	252	15.5	21 000	25 000	—	13 000	6804	ZZ	LLB	—	LLU
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	650	375	14.7	19 000	23 000	—	12 000	6904	ZZ	LLB	—	LLU
	42	8	0.3	—	7.90	4.50	810	455	14.5	18 000	21 000	—	—	16004	—	—	—	—
	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	18 000	21 000	13 000	11 000	6004	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	1 310	680	13.2	16 000	18 000	12 000	10 000	6204	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	1 620	805	12.4	14 000	17 000	12 000	10 000	6304	ZZ	LLB	LLH	LLU

Tableau 20 : Caractéristique du roulement adopté pour un diamètre de la bague intérieure de 20 mm.

III.7. Etude du système porte roulement

III.7.1. Dimensionnement du roulement de l'axe porte roulement

Le taux de charge dynamique du roulement désiré est calculé par l'équation suivante :

$$C_d = R_e \left[\frac{3 \times N_d \times H_{10}}{5 \times 10^4} \right]^{\frac{1}{a}}$$

$$\text{Avec } R = e^{-\left(\frac{H_r}{m \times H_{10}}\right)^b}$$

Comme étant les valeurs de m et b respectivement :

$$m = 6,84$$

$$b = 1,17$$

En admettant que $H_R = 5000$ heures et $R = 95\%$.

Alors la durée « H_{10} » en nombre d'heures sera :

$$H_{10} = \frac{H_R}{m} \times \frac{1}{\left(\ln \frac{1}{R}\right)^{\frac{1}{b}}}$$
$$H_{10} = \frac{5000}{6,84} \times \frac{1}{\left(\ln \frac{1}{0,95}\right)^{\frac{1}{1,17}}}$$
$$\mathbf{H_{10} = 9256 \text{ heures}}$$

Or la vitesse de rotation désirée d'une partie du roulement « N_d » est à calculer :

Le diamètre du rouleau étant de 40 mm et la longueur du sac est de 200 mm, et notre machine provoque 20 sacs chaque une minute, c'est-à-dire la vitesse linéaire du film en plastique est :

$$20 \text{ sacs/min} \times 200 \text{ mm} = 4000 \text{ mm/min}$$

$$V = 2\pi N_d R = \pi D N_d$$

$$N_d = \frac{V}{\pi D} = \frac{4000}{\pi \times 400} = 3,18 \text{ tr/min}$$

$$\mathbf{N_d = 3,18 \text{ tr/min}}$$

Où $D = 2R$ le diamètre extérieur du rouleau en plastique.

Pour le choix de la constante « a », il faut prendre en considération que les roulements utilisés sont à rouleau cylindrique à deux rangées qui peuvent supporter des charges radiales élevées, comme l'arbre du porte rouleau est soumis à une charge répartie qui va causer une flexion pour l'arbre. Cela impose d'après le tableau des valeurs de cette constante que la valeur de « a » doit être :

$$\mathbf{a = \frac{10}{3}}$$

Ainsi que, comme la bague intérieure du roulement tourne donc la constante « V » sera :

$$\mathbf{V = 1}$$

Le couple de facteurs (X_1, Y_1) et (X_2, Y_2) qu'il faut tenir compte que les roulements utilisés sont à rouleaux sphériques donc d'après le [Tableau 32]

$$X_1 = 1,00$$

$$Y_1 = 2,50$$

$$X_2 = 0,67$$

$$Y_2 = 3,70$$

La charge axiale dans notre cas n'existe pas en effet.

$$F_a = 0 \text{ N}$$

La charge radiale « F_r » est la somme du poids de l'axe de celui du rouleau : tel que la masse du rouleau est de 50 kg, et la masse de l'arbre est de 8 kg.

$$F_r = 58 \times 9,81 = 569 \text{ N}$$

Alors la charge radiale équivalente « R_e » sera :

$$R_e = \max (X_1 \cdot V \cdot F_r + Y_1 \cdot F_a ; X_2 \cdot V \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a)$$

$$R_e = \max(1 \times 1 \times 569 + 0 ; 0,67 \times 1 \times 569 + 0)$$

$$R_e = 569 \text{ N}$$

Alors le taux de charge dynamique du roulement « C_d » sera :

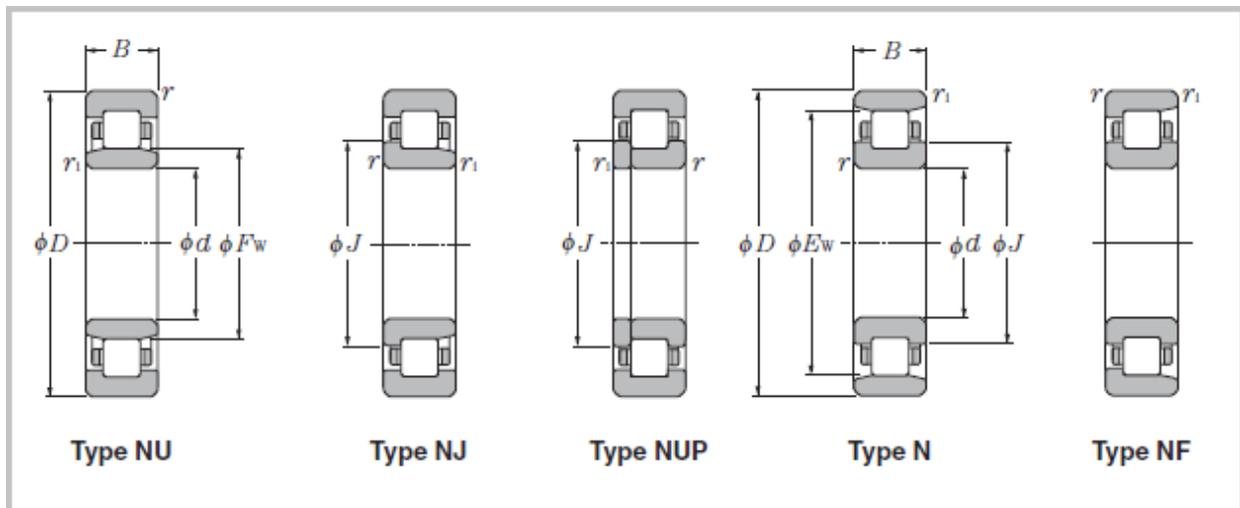
$$C_d = 569 \cdot \left[\frac{3 \times 3,18 \times 9256 \times 60}{5 \times 10^4} \right]^{\frac{3}{10}}$$

$$C_d = 2305 \text{ N} = 2,3 \text{ KN}$$

Étant le diamètre de la bague intérieure du roulement est imposé par celui de l'arbre où il est localisé $D = 40 \text{ mm}$.

Voyons le catalogue de la société « NTN corporation » pour des roulements à rouleaux cylindriques [Tableau 21], on sélectionne un roulement dont le diamètre de la bague intérieure est égal à 40 mm et sa charge de base dynamique étant supérieure à celle calculée.

On trouve le roulement de code : **NU1008 NJ NUP N** où il peut supporter une charge dynamique de 27.3 KN et le diamètre de la bague extérieure est de 68 mm.



d	Dimensions				Charge de base				Vitesse limite ¹⁾		Désignation ²⁾			
	mm		mm ³⁾		kN		kgf		min ⁻¹		type NU	type NJ	type NUP	type N
	D	B	r _{1mm} ³⁾	r _{1mm} ³⁾	C _r	C _{or}	G _r	C _{or}	graisse	huile				
40	68	15	1	0.6	27.3	29.0	2 780	2 950	11 000	13 000	NU1008	NJ	NUP	N
	80	18	1.1	1.1	43.5	43.0	4 450	4 350	9 400	11 000	NU208	NJ	NUP	N
	80	18	1.1	1.1	55.5	55.5	5 700	5 650	8 500	10 000	NU208E	NJ	NUP	—
	80	23	1.1	1.1	58.0	62.0	5 950	6 300	8 500	10 000	NU2208	NJ	NUP	N
	80	23	1.1	1.1	72.5	77.5	7 400	7 900	7 600	8 900	NU2208E	NJ	NUP	—
	90	23	1.5	1.5	58.5	57.0	6 000	5 800	8 000	9 400	NU308	NJ	NUP	N
	90	23	1.5	1.5	83.0	81.5	8 500	8 300	7 200	8 500	NU308E	NJ	NUP	—
	90	33	1.5	1.5	82.5	88.0	8 400	8 950	7 000	8 200	NU2308	NJ	NUP	N
	90	33	1.5	1.5	114	122	11 600	12 500	6 400	7 500	NU2308E	NJ	NUP	—
	110	27	2	2	95.5	89.0	9 750	9 100	5 700	6 700	NU408	NJ	NUP	N

Tableau 21 : Caractéristique du roulement adopté pour un diamètre de la bague intérieure de 40 mm.

III.7.2. Vérification du dimensionnement de l'axe porte rouleau

Par la méthode de Von Mises-Hencky, on peut vérifier si le diamètre pris de l'arbre est en sécurité et peut supporter la charge soumise tel que supposons que le facteur de sécurité doit être au minimum de 2 car on suppose que l'ouvrier au temps qu'il met le rouleau de film en plastique à sa place sur l'arbre porteuse, il peut exercer des charges sur cette axe.

$$F_s \geq 2$$

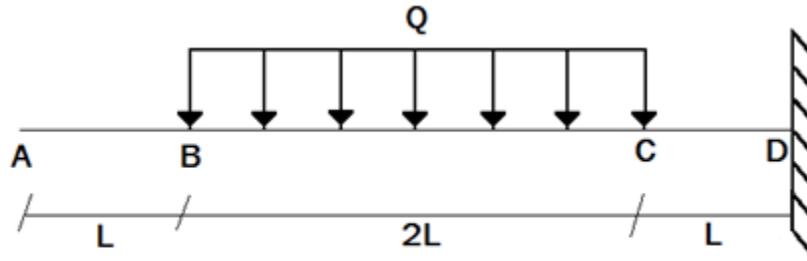


Figure 47: Axe soumis à une charge répartie et encastré en "D".

Or le rouleau à une masse de 50 kg et une largeur de 0,35 m donc la charge

$$Q = \frac{50 \times 9,81}{0,35} = 1402 \text{ N/m}$$

$$Q = 1,4 \text{ KN/m}$$

Les moments fléchissant :

Pour : $A \leq x \leq B$ $M_f = 0$

$$B \leq x \leq C \quad M_f = -Q \cdot \frac{(x-L)^2}{2}$$

$$C \leq x \leq D \quad M_f = Q \cdot (4L^2 - 2Lx)$$

Or le moment fléchissant est maximale pour $x = L$, par d'autre terme au point B en faisant la dérivé du moment fléchissant par rapport au « x » pour $B \leq x \leq C$.

La valeur de M_f maximale sera :

$$M_{fmax.} = Q(4L^2 - 2L^2) = 2QL^2$$

Pour $L = 0,075 \text{ m}$.

$$M_{fmax.} = 2 \times 1402 \times 0,075^2$$

$$M_{fmax.} = 15,77 \text{ N.m}$$

Or admettant que :

- La force axiale est nulle $F = 0$.
- L'amplitude de la partie alternée du couple appliqué est nulle, $T_a = 0$.
- Le couple de Torsion appliqué, $T_m = 0$ où on considère que le système de tirage est capable de tirer le film en plastique par d'autre terme absence d'un actionneur ou moteur.
- Le diamètre de l'arbre doit être environ de 40 mm.

Les conditions de Von Mises-Hencky seront :

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi \times 0,04^2} \sqrt{15,77^2 + 0}$$

$$\sigma'_a = 2509873 \text{ Pa} = 2,51 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \frac{32}{\pi \times 0,04^2} \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$$

Le facteur de sécurité défini par cette théorie est :

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} = \frac{S_y}{\sigma'_a}$$

$S_y = 850 \text{ MPa}$ Pour un acier faiblement allié « 42CrMO4 ».

$$F_s = \frac{850}{2,5} = 340 > 2$$

Donc on est dans un domaine très large de sécurité.

III.7.3. Vérification de la condition flèche

D'après la résistance des matériaux :

Le moment fléchissant est donné par la formule suivante :

$$M_{(x)} = EI \cdot y''$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} E : \text{Module de Young de l'arbre en (MPa)} \\ I : \text{Moment d'inertie de l'arbre à section circulaire en kg.m}^2 \\ y'' : \text{La dérivée seconde de la déformé} \end{array} \right.$

Or $y'' = \frac{M_{(x)}}{EI}$

L'intégration deux fois de y'' nous obtiendrons la flèche :

$$W = \frac{14QL^4}{EI}$$

$$\text{Où } I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Dans notre cas, la barre est en dynamique d'où la condition de la flèche est la suivante :

$$W \leq \frac{L}{500}$$

Calculons le moment d'inertie I :

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Où $E = 193 \text{ GPa}$ (module de Young).

$$W = \frac{14QL^4 \times 64}{E\pi d^4}$$

$$\frac{14QL^4 \times 64}{E\pi d^4} \leq \frac{L}{500}$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{14 \times 64 \times 500QL^3}{E\pi}}$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{14 \times 64 \times 500 \times 1402 \times 0,075^3}{193 \times 10^9}}$$

$$d \geq 0,034 \text{ m}$$

Or notre diamètre est de 0,04 m ou bien **40 mm**. Donc notre choix de diamètre était exact.

III.8. Etude du châssis du scanner

III.8.1. Calcul de la charge répartie exercer sur sa surface supérieure

Le châssis du scanner est composé de deux types de profil tel que les six pieds sont formés d'un tube carré de section 30 x 30 mm dont leur hauteur est de 0,80 m, et un autre type de profil qui est UPN85 où elle est soudée au bout des pieds dans une position verticale tel que les pieds sont symétrique et équidistante par une distance de 1 m entre-pieds. À noter que les dimensions du châssis sont similaire au scanner et ses équipements tel que sa longueur est de 2 m, sa largeur vaut 1 m et sa masse totale est de 100 Kg.

Donc les équipements et le scanner exercent sur la surface supérieure de notre support une charge réparties qui sera représenté par « Q », tel que :

$$Q = \frac{m \cdot g}{p}$$

Où : $\left\{ \begin{array}{l} m : \text{Masse totale du scanner en (Kg)}. \\ g : \text{Accélération du pesanteur qui est égale à } 9,81 \text{ m/s}^2. \\ p : \text{Périmètre du cadre supérieur du châssis en (m)}. \end{array} \right.$

$$\text{Or } p = 2 \times 2(m) + 2 \times 1(m) = 6 \text{ m}$$

$$\text{Donc } Q = \frac{100 \times 9,81}{6} = \mathbf{163,5 \text{ N/m}}$$

III.8.2. Vérification de la contrainte maximale dans le châssis

Inscrivons les données nécessaires au logiciel « Robot structural Analysis » où l'acier utilisé est inoxydable, voyons les résultats ci-dessous :

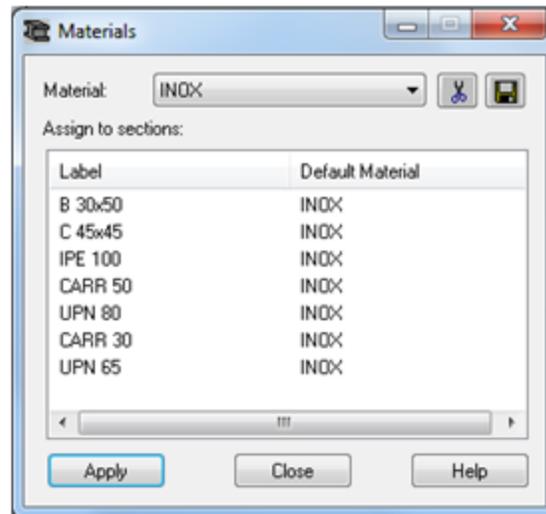


Tableau 22 : Tableau de matériels utilisés pour les profils.

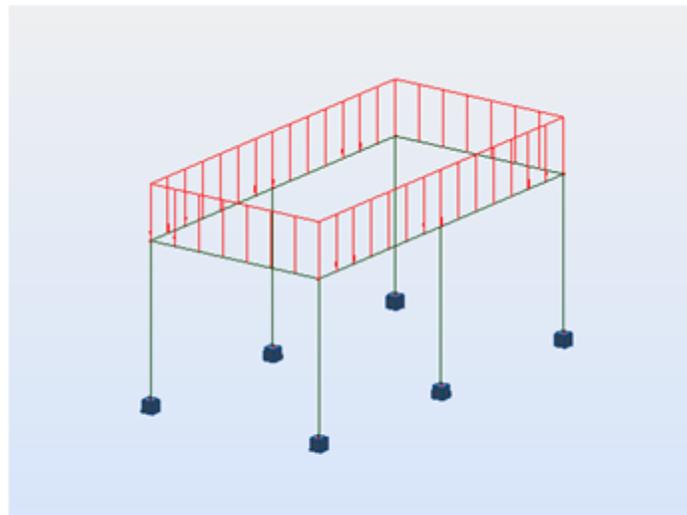


Figure 48 : Répartition de la charge sur la structure du scanner.

Node/Case	FX (kN)	FY (kN)	FZ (kN)	MX (kNm)	MY (kNm)	MZ (kNm)
1/ 1	0.00	0.01	0.15	-0.00	0.00	-0.00
3/ 1	-0.00	0.00	0.20	-0.00	-0.00	-0.00
5/ 1	-0.00	0.01	0.15	-0.00	-0.00	0.00
7/ 1	0.00	-0.01	0.15	0.00	0.00	0.00
9/ 1	0.00	-0.00	0.20	0.00	0.00	-0.00
11/ 1	-0.00	-0.01	0.15	0.00	-0.00	-0.00
Case 1						
Sum of val.	0.0	0.00	0.98	-0.00	-0.00	-0.00
Sum of reac.	0.0	0.00	0.98	0.49	-0.98	0.0
Sum of forc.	0.0	0.0	-0.98	-0.49	0.98	0.0
Check val.	0.0	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0
Precision	3.91124e-016	7.37743e-036				

Tableau 23 : Valeurs des réactions et des moments résultants de la charge répartie.

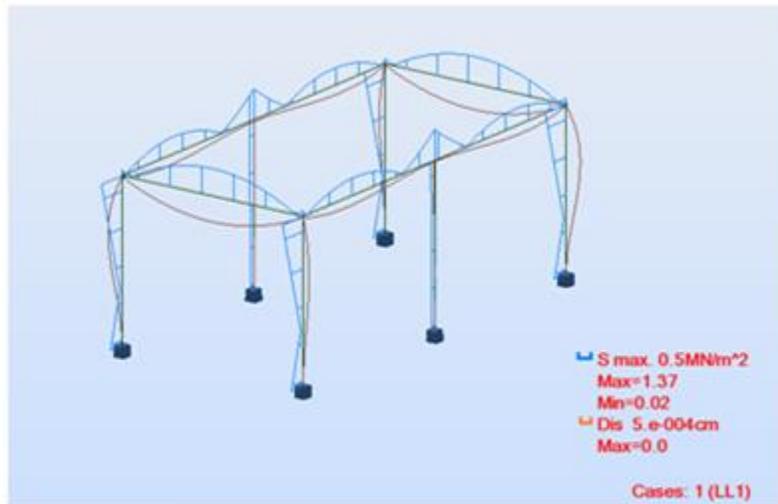


Figure 49 : Graphe de contraintes et de déformations dans la structure.

III.8.3. Vérification de la stabilité de la structure en flambement selon les règles CM66

Member	Section	Material	Lay	Laz	Ratio	Case
Code group : 1 1						
4 Column_4	CARR 30	INOX	92.38	92.38	0.01	1 LL1

Results Messages

Calc. Note Close Help

Ratio Analysis Map

Calculation points
Division: n = 3
Extremes: none
Additional: none

Tableau 24 : Code « CM66 » pour la vérification du flambement.

Après analyse de ces résultats, on peut déduire qu'on n'a pas de rupture ni de flambement. Notre structure du scanner peut supporter cette charge.

III.9. ETUDE DU SYSTEME PNEUMATIQUE

III.9.1. Les vérins

Quand on veut réaliser un mouvement linéaire avec un actionneur électrique cela engendre généralement des coûts élevés et beaucoup d'entretiens. Si on cherche des actionneurs moins cher et simple à l'utilisation, les actionneurs pneumatiques offrent une solution! Ces actionneurs linéaires sont également appelés "vérins pneumatiques" ou "vérins à air comprimé".

La pneumatique est une technologie non polluante qui apporte la force motrice aux entraînements.

Il existe de très nombreux types de vérins. On les distingue par le fluide de travail (vérins hydrauliques, vérins pneumatiques), par leur action (simple action ou simple effet, double action ou double effet, rotatif), ou par d'autres caractéristiques (vérins à chambre ovale, vérins à double tige, vérins à câble, vérins télescopiques, etc.)

- Le **vérin pneumatique** est utilisé avec de l'air comprimé entre 2 et 10 bars dans un usage courant. Simple à mettre en œuvre, il est très fréquent dans les systèmes automatisés industriels. Les vérins standards varient suivant leurs alésages et leur compacité auxquels on peut adjoindre différentes options : fixation universelle, tige anti-rotation, salle blanche. Les vérins se définissent aussi suivant leur fonction : bloqueur, avec table, guidé, à tige anti-rotation et sans tige. Pour des applications spécifiques, les vérins spéciaux offrent différentes adaptations : bride rotative, stoppeur, sinusoïde, faible vitesse, faible frottement, haute précision, en acier inox, 3 positions, séparateurs.
- Le **vérin hydraulique** transforme l'énergie hydraulique (pression, débit) en énergie mécanique (effort, vitesse). Il est utilisé avec de l'huile sous pression, jusqu'à 350 bars dans un usage courant. Plus coûteux, il est utilisé pour les efforts plus importants et les vitesses plus précises (et plus facilement réglables) qu'il peut développer.
- Le **vérin manuel vis-écrou** : La tige du vérin est une vis hélicoïdale (guidée en rotation) entraînée par un écrou (fixe en translation). L'écrou est actionné par un levier ou par un système de vis sans fin qui, en tournant, fait monter ou descendre la tige.
- les **vérins électriques** qui produisent un mouvement comparable mais avec l'aide d'un système vis-écrou (liaison glissière hélicoïdale), dont l'écrou est entraîné par un moteur électrique.

La pneumatique présente plusieurs avantages, parmi lesquels on cite :

- Transport facile dans des conduites bon marché
- Propreté de l'air au lieu d'huile et le système hydraulique

- Faible coût de ces composants
- Grande robustesse, pas de risque de détérioration pour cause de surcharge (moteurs pneumatiques de visseuses)
- Pas de pollution pour les échappements d'air et les fuites
- Capacité de refroidissement
- Peu sensible à une atmosphère insalubre (cas des forges et fonderies)
- Peu sensible aux grands écarts de température (cas des forges et fonderies)
- Peu sensible aux champs électromagnétiques (soudeuses, fours)
- Peu sensible aux vibrations
- Plus sécurisant que l'emploi de l'électricité

Malgré de nombreux avantages, l'automatisation par l'air comprimé présente des inconvénients qu'il faut prendre en considération :

- Nécessité de propreté de l'air (filtration). Aucune impureté (poussière etc.) ne doit pénétrer dans le système. L'eau (venant en particulier de la condensation de l'humidité de l'air ambiant) et l'huile (venant du compresseur) doivent être retirées à l'aide des filtres ou des sècheurs ; toutefois il peut être nécessaire de réintroduire de l'huile pour lubrifier certains outils : cette huile se retrouve alors à l'échappement.
- Difficulté d'obtenir des vitesses régulières et des puissances constantes du fait de la compressibilité de l'air et des variations de pression lors de sa détente.
- Relative faiblesse des forces développées. Pour des efforts importants, il est préférable voire impératif de faire appel à un système hydraulique.
- Bruit des échappements. Ce phénomène désagréable se trouve en partie résolu grâce à l'utilisation de silencieux.
- Rendement plutôt faible: Les lois de la thermodynamique et le peu d'attention parfois accordée à l'efficacité énergétique (thermodynamique) (fuites) peuvent entraîner des gaspillages et un rendement plus faible (20 à 40 %) que celui de systèmes électriques.
- Il n'existe peu ou pas de gaz pré-comprimé exploitable à l'état naturel. Il est donc nécessaire de comprimer l'air artificiellement (consommation d'une autre énergie), ce qui n'en fait qu'un moyen de transport ou de stockage d'énergie comme le compresseur avec un réservoir d'air, mais pas une source d'énergie primaire.

III.9.2. Élément de l'installation pneumatique et leurs rôles

Toute installation pneumatique assurant une production et une distribution d'air comprimé comprend :

- Un compresseur
- Un réservoir d'air
- Un système de traitement de l'air
- Un dispositif de sécurité et de régulation
- Un ensemble de circuits de distribution, généralement réalise en tube acier ou cuivre

Le but d'une installation d'air comprimé est de fournir de l'air, à la pression convenable et en quantité suffisante, pour assurer un fonctionnement correct des appareils qu'elle alimente.

III.9.3. Les actionneurs pneumatiques

L'actionneur, encore appelé organe moteur, sert à transformer et convertir une énergie d'une puissance pneumatique en une énergie mécanique, soit de translation, rotation ou d'aspiration.

Les actionneurs pneumatiques sont classés par type et par fonction, tel que :

- Actionneurs linéaires existe en deux catégories, les vérins à simple effet (VSE) comme vérins à traction ou à pousser, et les vérins à double effet (VDE) comme vérins à traction et compression à la fois.
- Actionneurs rotatifs comme les vérins à piston rotatifs et oscillants

- Vérin simple effet (VSE) :

Un vérin simple effet ne travaille que dans un sens (souvent, le sens de sortie de la tige). L'arrivée de la pression ne se fait que sur un seul orifice d'alimentation ce qui entraîne le piston dans un seul sens, son retour s'effectuant sous l'action d'un ressort ou d'une force extérieure (fréquent en hydraulique).

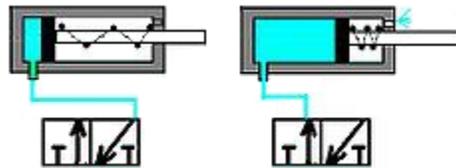


Figure 50 : Vérin à simple effet avec son distributeur.

L'utilisation d'un distributeur à une seule sortie est donc suffisante. L'emploi de ces vérins reste limité aux faibles courses. Cette technologie équipe principalement les engins d'élévation de charge à mât. L'usage des vérins simple effet est également très courant dans les presses hydrauliques. Ils permettent de développer des efforts très importants. Ils sont alors associés à des vérins de plus faibles sections permettant de réaliser les vitesses rapides d'approche ou de rappel. Des clapets de grosse section permettent le remplissage ou la vidange rapide des vérins et sont directement raccordés au réservoir souvent situé en charge.

- Vérin double effet (VDE) :

Un vérin double effet a deux directions de travail. Il comporte deux orifices d'alimentation et la pression est appliquée alternativement de chaque côté du piston ce qui entraîne son déplacement dans un sens puis dans l'autre. On vérifiera que le vérin ne sera pas soumis aux effets de multiplication de pression qui pourraient le faire éclater du côté de sa tige.

Associé à une servovalve ou un distributeur à commande proportionnelle, ainsi qu'un capteur de position ou des capteurs de pression, le vérin devient alors un servo-vérin. Cet actionneur est

utilisé dans tous les servomécanismes. Les vérins sont souvent équipés d'amortisseurs de fin-de-course qui évitent les chocs du piston.

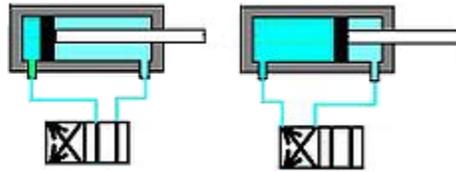


Figure 51 : Vérin à double effet avec son distributeur.

- Vérin à piston rotatif :

Les vérins rotatifs se classent en deux catégories :

- Ceux qui permettent de convertir un mouvement linéaire en rotation afin de créer un couple. Ils sont composés d'un corps cylindrique comprenant deux pistons reliés par un axe-crémaillère qui engrène avec pignon qui est mis en rotation par le mouvement de cet axe.

L'angle de rotation de l'arbre (ou de l'alésage) de sortie varie en fonction de la longueur de la crémaillère.

- Ceux qui sont directement alimentés par un système rotatif type palette, mais peuvent être aussi avec pignon et crémaillère. Le piston est solidaire de l'axe de sortie et peut pivoter selon un angle qui peut aller jusqu'à 270°.

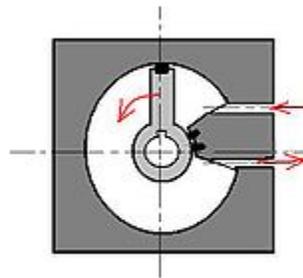


Figure 52 : Vérin à piston rotatif.

III.9.4. Construction du vérin pneumatique

Vous trouverez dans la figure 53 ci-dessous la construction d'un vérin double effet standard. Le vérin se compose d'un tube, d'une culasse arrière et avant, d'un piston avec joints, d'une tige de vérin, d'un coussinet et d'un joint racleur. Pour cela, on ajoute des éléments de liaison et des joints statiques. Le corps du vérin (1) est généralement constitué d'un tube en acier étiré sans soudure. Pour augmenter la longévité du joint du piston, la surface intérieure du tube est minutieusement finie. Le corps de vérin peut également être fabriqué en aluminium, en laiton ou

en acier avec des surfaces de glissement chromées. Les culasses avant (1) et arrière (2) sont d'ordinaire en matériau de fonderie (alliages légers coulés par injection). Leur fixation sur le cylindre se fait au moyen de tirants, de filetages ou de brides. La tige de vérin (4) est pratiquement toujours en acier inoxydable. Le coussinet (5), en bronze fritté ou en matériau synthétique, assure le guidage de la tige de vérin. Devant le coussinet se trouve un joint racler avec joint à lèvres intégré (6). Le joint racler empêche la poussière et la saleté de s'infiltrer, le joint à lèvres assure l'étanchéité entre la tige du piston et la culasse avant. Le piston (9) est également équipé d'un double joint à lèvres (7), qui assure l'étanchéité entre les deux chambres du vérin, et une bague de guidage (8). Les modèles des vérins varient selon les constructeurs. Cela signifie qu'il existe énormément des vérins différents. Cependant il existe également des vérins normalisés suivant la norme internationale ISO-VDMA. Ces normes définissent par exemple les côtés d'encombrements, le diamètre du vérin, tout comme le filetage sur la tige de vérin et le taraudage des raccords pneumatiques. Grâce à cela, les vérins normalisés des différents constructeurs sont interchangeables.

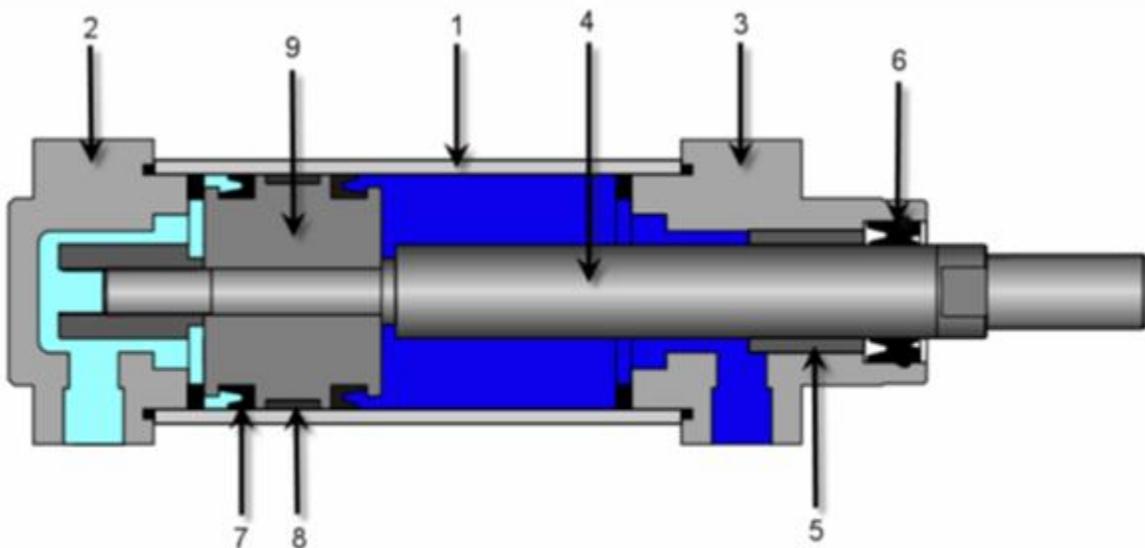


Figure 53 : Constitution d'un vérin pneumatique.

III.9.5. Choix des vérins:

Les principales caractéristiques des actionneurs sont :

- La course (dépend de la longueur du déplacement à assurer)
- L'effort à développer (dépend du diamètre du piston et de la pression de l'air)
- La vitesse du piston (dépend du débit d'air)

Le choix du vérin consiste à déterminer sa section exacte convenable avec l'effort de la charge à vaincre et sous la pression adoptée du réseau ; en effet :

La poussée théorique d'un vérin de section « S » sous une pression « P » peut se traduire par :

$$F_{théorique} = P \times S$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} F_{théorique} : \text{Force ou poussée théorique en (N)}. \\ P : \text{Pression d'utilisation (Pa)}. \\ S : \text{Section du vérin (m}^2\text{)}. \end{array} \right.$

A noter que dans les systèmes pneumatiques, la pression d'utilisation se situe entre 2 bars et 10 bars.

Or, quand un vérin travaille, il faut tenir compte des frottements internes et des effets de la contre-pression, afin d'éviter les risques du phénomène de « broutement ». Pour cela, la poussée théorique ($F_{théorique}$) doit être plus grande que l'effort à vaincre pour déplacer la charge (F_{charge}).

Le rapport existant entre la force à vaincre et la pousse théorique se nomme « taux de charge », explicité par la formule suivante :

$$t = \frac{F_{charge}}{F_{théorique}}$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} F_{théorique} : \text{Force ou poussée théorique en (N)}. \\ F_{charge} : \text{Effort à vaincre pour déplacer la charge en (N)}. \\ t : \text{Taux de charge (\%)}. \end{array} \right.$

En pratique, le taux: $t \in [50\% ; 75\%]$

Usuellement, le taux de charge recommandé en automatisation est : 50%.

$$t = \frac{F_{charge}}{P \times S}$$

D'où, la section « S » d'un vérin peut se déterminer par le calcul en appliquant la formule :

$$S = \frac{F_{charge}}{P \times t}$$

III.9.6. La vitesse du piston

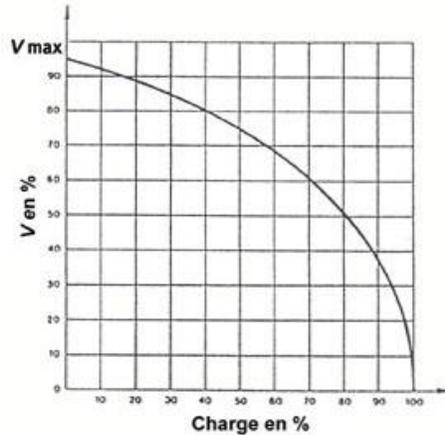
Pour les vérins standards, la vitesse moyenne du piston se trouve entre 0,1 m/s et 1,5 m/s (6,0m/min...90 m/min).

Un vérin pneumatique atteint sa vitesse maximale en situation de charges. La vitesse du vérin diminue, au fur et à mesure que la charge augmente. A charge maximale le vérin est à l'arrêt et on obtient une force statique.

A titre indicatif, on considère que la charge maximum appliquée sur un vérin ne peut dépasser 70% de la force que le vérin peut fournir.

$$F_{dyn} = \frac{F_{statistique}}{0,7}$$

En cas d'une charge de 70%, nous atteignons une vitesse d'environ 60% de la vitesse maximale du vérin.



III.9.7. La consommation en air

Pour nous permettre de pouvoir déterminer le débit nécessaire à alimenter un vérin, il est important de pouvoir calculer la consommation d'air de ce vérin.

La consommation d'air d'un vérin double effet est calculée de la manière suivante.

$$Q = A \times I \times (n \times 2) \times (p + 1)$$

Avec {

- Q : Débit (cm³/min).
- A : Surface de piston (cm²).
- I : Course du vérin (cm).
- p : Pression de travail (kg/cm² = bar).
- n : Le nombre de cycles par unité de temps.

Il est possible de transformer l'unité de débit vers (l/min) tel que : 1 l/min = 1000 cm³/min.

III.10. Choix des vérins du cylindre doseur

III.10.1. Vérin supérieur

Comme la fenêtre de remplissage du cylindre doseur à une profondeur 160 mm. Donc la course du vérin doit être :

$$C = 160 \text{ mm}$$

Or l'effort à vaincre :

$$F_{charge} = 50 \text{ N}$$

Vérin supérieur		
Mode de fonctionnement à double effet		
Paramètres	Formule	Valeurs
F_{charge} : effort à vaincre	-	50 N
P : pression de service	-	6 bars
t : taux de charge	-	50%
C : course du piston	-	160 mm
S : section du piston	$S = \frac{F_{charge}}{P \times t}$	$1,6 \times 10^{-4} m^2$
D : diamètre du piston	$D = \sqrt{\frac{4.S}{\pi}}$	0,016 m = 1,6 cm

Tableau 25 : Détermination des paramètres nécessaires pour le choix du vérin supérieur d'après le catalogue pneumatique de « FESTO ».

D'après la société « FESTO » et leurs produits et catalogues offert on trouve un vérin pneumatique de code « **CRDSNU-16-160-P-A** ».

Voici la fiche technique de ce vérin :



Fiche technique

Fiche de données générales - Les valeurs individuelles dépendent de votre configuration.

Caractéristique	Caractéristiques
Course	1 ... 200 mm
Diamètre de piston	16 mm
Selon la norme	ISO 6432
Amortissement	P : Bagues/plaques d'amortissement élastiques des deux côtés PPS : Amortissement de fin course pneumatique auto-ajustable
Position de montage	indifférent
Conception	Piston Tige de piston Tube de vérin
Détection de position	pour capteurs de proximité
Variants	Plage de température -40 - 80 °C Racléur dur Pour les opérations non lubrifiées Tige de piston rallongée avec filetage Tige de piston rallongée Culasse avant sans trous de fixation Raccord pneumatique radial Tige traversante Joints résistant à la chaleur, max. 120°C Tige de piston sur 1 côté Résistance aux produits chimiques améliorée
Pression de service	1 ... 10 bar
Mode de fonctionnement	à double effet
ATEX catégorie Gaz	II 2G
Protection contre les étincelles d'explosion de type Gaz	c T4
ATEX catégorie Poussière	II 2D
Protection contre les étincelles d'explosion de type Poussière	c 120°C
Température ambiante antidéflagrante	-20°C ≤ Ta ≤ +60°C
Fluide de service	Air comprimé selon ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Note sur le fluide de commande et de pilotage	Fonctionnement avec lubrification possible (nécessaire pour un fonctionnement ultérieur)
Marque CE (voir déclaration de conformité)	selon la directive européenne ATEX (atmosphère explosive)
Classe de résistance à la corrosion KBK	3
Sécurité alimentaire	Selon la déclaration du fabricant
Température ambiante	-40 ... 120 °C
Force théorique sous 6 bar, au recul	104 N
Force théorique sous 6 bar, à l'avance	121 N
Mode de fixation	avec accessoires
Raccord pneumatique	M5
Note sur la matière	Conforme RoHS
Information matière couvercle	Acier fortement allié inoxydable
Information matière tige de piston	Acier fortement allié inoxydable
Information matière profilé de vérin	Acier fortement allié inoxydable

Figure 54 : Vérin supérieur du type « CRNDSNU-16-160-P-A ».

Paramètre du vérin supérieur choisi pour notre système		
Paramètre	Formule	Valeurs
t : temps de rentrée de tige	-	0,2 s
V : vitesse de rentrée de tige	$V_{rentrée} = \frac{c}{t_{rentré}}$	0,8 m/s
Q : débit nécessaire	$Q = V_{rentrée} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$	$1,45 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
V_{sortie} : vitesse de sortie de tige	$V_{sortie} = \frac{4Q}{\pi D^2}$	0,72 m/s
t_{sortie} : temps de sortie de tige	$t_{sortie} = \frac{c}{V_{sortie}}$	0,22 s

Tableau 26 : Détermination des paramètres du vérin supérieur choisi de type : "CRNDSNU-16-160-P-A" "FESTO".

III.10.2. Vérin inférieur

C'est le même concept que le vérin supérieur, mais la charge à vaincre étant de 5 N, on peut admettre le même vérin donc on reçoit les mêmes caractéristiques et les paramètres du système de remplissage à la vidange.

$$\left\{ \begin{array}{l} C = 160 \text{ mm} \\ F_{charge} = 5 \text{ N} \\ V_{rentrée} = \frac{c}{t_{rentré}} = 0,8 \text{ m/s} \\ V_{sortie} = \frac{4Q}{\pi D^2} = 0,72 \text{ m/s} \end{array} \right.$$

III.11. Vérin d'actionnement de la résistance verticale de scellage

Chaque résistance verticale comprend trois ressorts assemblés sur les arbres portant la résistance, pour absorber les chocs entre tube elliptique et la paroi de la résistance verticale. Aussi pour ne pas augmenter la pression exercée par le vérin pneumatique au film en plastic juste à rester le contact malléable.

Or chaque ressort à une raideur de 5 N/m.

Et la course demandée du vérin d'acquérir est de 4 cm. Donc la force de rappelle exercée par chaque vérin est :

$$F_R = K \times \Delta l = 5 \text{ (N/cm)} \times 4 \text{ (cm)} = 20 \text{ N.}$$

Alors la force de charge totale à vaincre est déterminée par la somme des forces de rappel :

$$F_{charge} = 3 \times F_R = 3 \times 20 = 60 \text{ N}$$

Vérin d'actionnement de la résistance verticale de scellage		
Mode de fonctionnement à simple effet		
Paramètres	Formule	Valeurs
F_{charge} : effort à vaincre	-	60 N
P : pression de service	-	6 bars
t : taux de charge	-	50%
C : course du piston	-	40 mm
S : section du piston	$S = \frac{F_{charge}}{P \times t}$	$2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
D : diamètre du piston	$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$	0,016 m = 1,6 cm

Tableau 27 : Détermination des paramètres nécessaires pour le choix du vérin d'actionnement de la résistance verticale de scellage d'après le catalogue pneumatique de « FESTO ».

D'après le catalogue de la société « FESTO » on trouve un vérin pneumatique de code « EG-16-40-A-P-A ».

Voici la fiche technique de ce vérin :

Vérin cylindrique
EG-16-40-A-P-A
 N° de pièce: 2420

FESTO

avec ressort de rappel



Fiche technique

Caractéristique	Caractéristiques
Course	40 mm
Diamètre de piston	16 mm
Amortissement	Pas d'amortissement
Détection de position	sans
Variante	Tige de piston sur 1 côté
Pression de service	2 ... 8 bar
Mode de fonctionnement	à simple effet en traction
Fluide de service	Air comprimé selon ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Note sur le fluide de commande et de pilotage	Fonctionnement avec lubrification possible (nécessaire pour un fonctionnement ultérieur)
Température ambiante	-20 ... 80 °C
Force théorique sous 6 bar, à l'avance	121 N
Raccord pneumatique	G1/8

Figure 55 : Vérin d'actionnement de la résistance verticale de scellage du type « EG-16-40-A-P-A ».

Paramètre du Vérin d'actionnement de la résistance verticale de scellage		
Paramètre	Formule	Valeurs
t : temps de rentrée de tige	-	0,2 s
V : vitesse de rentrée de tige	$V_{rentrée} = \frac{c}{t_{rentrée}}$	0,2 m/s
Q : débit nécessaire	$Q = V_{rentrée} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$	$3.45 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

Tableau 28 : Détermination des paramètres du vérin d'actionnement de la résistance verticale de scellage, choisi de type « EG-16-40-A-P-A ».

III.12. Vérin d'actionnement de la résistance horizontale de scellage et du système d'inter-coupure

De même, la résistance horizontale comprend deux ressorts sur les rails de guidage pour assurer la fermeture de la résistance chauffante horizontale, ainsi que le déplacement du couteau pour la dislocation définitive des sacs après la terminaison totale du remplissage.

Par suite, la raideur du ressort est $K = 5 \text{ N/cm}$.

La course totale du vérin est égale à la somme de la distance à parcourir par la résistance horizontale de scellage et celle par le couteau de coupure, pour atteindre la barre femelle de scellage-coupure. Les distances imposées sont de 3 cm pour le scellage et de 5 cm pour la dislocation. Alors que la course totale sera de 8 cm.

La force totale de charge à vaincre sera :

$$F_{charge} = 2 \times K \cdot \Delta l$$

$$F_{charge} = 2 \times 5 \times 8$$

$$F_{charge} = 80 \text{ N}$$

En supposant que le temps de scellage et d'inter-coupure doit être environ de 0,5 s.

Vérin d'actionnement de la résistance horizontale de scellage et du système d'inter-coupure		
Mode de fonctionnement à simple effet		
Paramètres	Formule	Valeurs
F_{charge} : effort à vaincre	-	80 N
P : pression de service	-	6 bars
t : taux de charge	-	50%
C : course du piston	-	80 mm
S : section du piston	$S = \frac{F_{charge}}{P \times t}$	$2,7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
D : diamètre du piston	$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$	0,019 m = 1,9 cm

Tableau 29 : Détermination des paramètres nécessaires pour le choix du vérin d'actionnement de la résistance horizontale de scellage et du système d'inter-coupure d'après le catalogue pneumatique de « FESTO ».

D'après le catalogue de la société « FESTO » on trouve un vérin pneumatique de code « **EG-25-80** ».

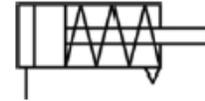
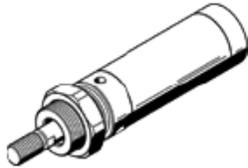
Voici la fiche technique de ce vérin :

**Vérin cylindrique
EG-25-80**

N° de pièce: 4214

FESTO

avec ressort de rappel



Fiche technique

Caractéristique	Caractéristiques
Course	80 mm
Diamètre de piston	25 mm
Amortissement	Pas d'amortissement
Détection de position	sans
Variante	Tige de piston sur 1 côté
Pression de service	1 ... 8 bar
Mode de fonctionnement	à simple effet en poussée
Fluide de service	Air comprimé selon ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Note sur le fluide de commande et de pilotage	Fonctionnement avec lubrification possible (nécessaire pour un fonctionnement ultérieur)
Température ambiante	-20 ... 80 °C
Force théorique sous 6 bar, à l'avance	215 N
Raccord pneumatique	G1/8

Figure 56 : Vérin d'actionnement de la résistance horizontale de scellage et du système d'inter-coupeure du type « EG-25-80 ».

Vérin d'actionnement de la résistance horizontale de scellage et du système d'inter-coupeure		
Paramètre	Formule	Valeurs
t : temps de rentrée de tige	-	0,5 s
V : vitesse de rentrée de tige	$V_{rentrée} = \frac{c}{t_{rentrée}}$	0,16 m/s
Q : débit nécessaire	$Q = V_{rentrée} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$	$5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

Tableau 30 : Détermination des paramètres du vérin d'actionnement de la résistance horizontale de scellage et du système d'inter-coupeure, choisi de type « EG-25-80 ».

CONCLUSION

Au cours de ce projet nous avons découvert et expérimenté toutes les étapes de la conception et de l'optimisation d'une pièce mécanique, grâce à des outils numériques performants. Nous avons bien profité de ce projet et nous avons enrichi nos connaissances de la recherche scientifique au fond de la mécanique des structures. Ainsi notre curiosité nous a poussé vers la découverte des nouveaux éléments de machines avec leurs études et leurs conceptions.

De nombreux choix et interprétations ont été nécessaires afin de conduire le projet à son terme tout en respectant les contraintes qui nous étaient données.

Nous espérons avoir répondu du mieux aux attentes du projet à travers nos travaux et nos conclusions.

Ainsi, ce projet nous a présenté une ouverture à la maîtrise du dessin technique voire à la familiarisation avec les logiciels de conception.

L'avantage de l'intégration de l'automatisation dans ce travail, influence directement à l'augmentation du rendement de production ainsi favorisant une économie du temps par la synchronisation de deux lignes de production.

Enfin, nous recommandons finalement que d'autres parties soient ajoutées à cette machine. Ces parties concernent une machine automatisée pour un remplissage automatique du silo et une machine pour le recyclage des sacs présentant des défauts lors de l'emballage, avec une possibilité d'insérer des modifications à la programmation « PLC » et aussi aux dimensions du cylindre doseur, dans le but d'empaqueter des sacs de masses différentes.

BIBLIOGRAPHIE

- Catalogue pour le choix des courroies crantée et des poulies « *Cross Morse Timing belt catalogue, Power transmission Solution* ».
- « *Budynas & Nisbett Shigley's Mechanical Engineering Design* », 2013, partie 3 “*Design mechanical elements*”.
- « *Robert C. Juvinall / Kurt M. Marshek, 2000* », Fundamentals of Machine Component Design, troisième édition.
- « *Gilbert Drouin, Michel Gou, Pierre Thiry, Robert Vinet* », Elément de machines, de l'école Polytechnique, Montréal.
- Catalogue pour le choix des roulements « *NTN corporation, roulements à billes et à rouleaux* ».
- Catalogue pour le choix des Motoréducteurs « *MOTOX Motoréducteurs, catalogue D 87.1.2008, SIEMENS* ».
- Catalogue pour le choix de convoyage : « *HABASIT, Materials Handling Habasit Belts for Distribution/Warehousing, General Conveying* ».

Annexe I

Représentation des composants de la machine

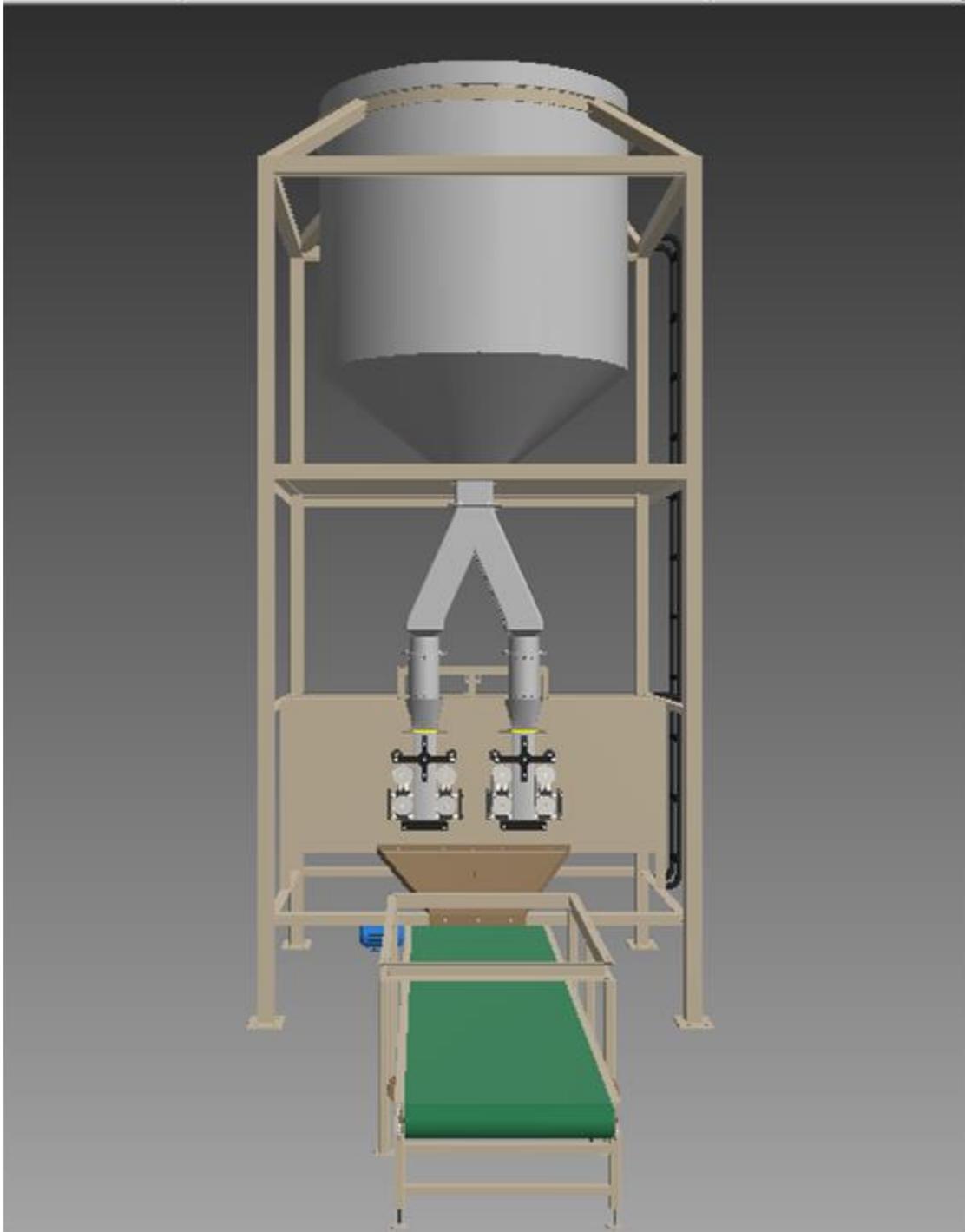


Figure 57: Vue de face perspective de la machine.

- **Première phase : Phase de dosage**

- Un cylindre conique d'ensilotage :

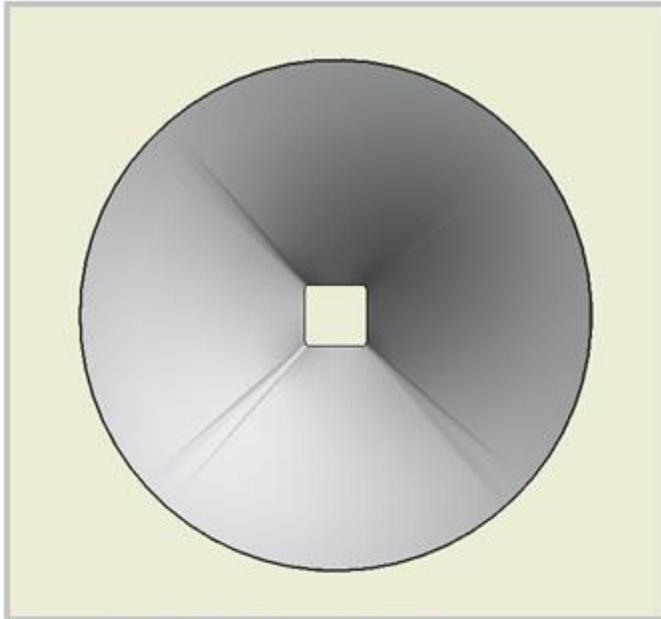


Figure 58: Vue de dessus du Silo.

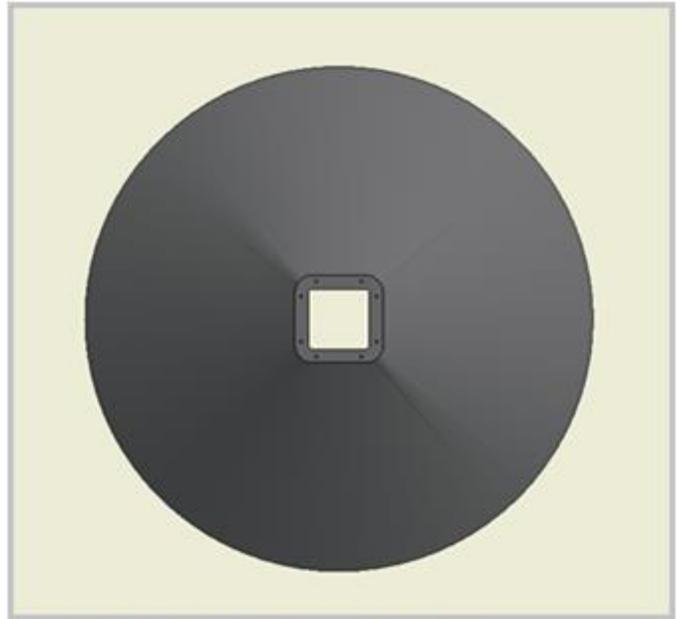


Figure 59: Vue de dessous du Silo.



Figure 60: Vue isométrique du Silo.

- Un diviseur de sucre poudre :



Figure 61 : Vue de dessus du diviseur.

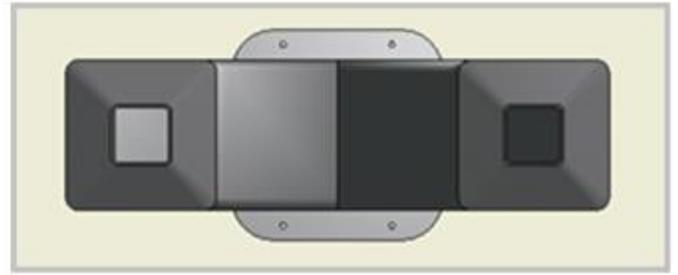


Figure 62 : Vue de dessous du diviseur.

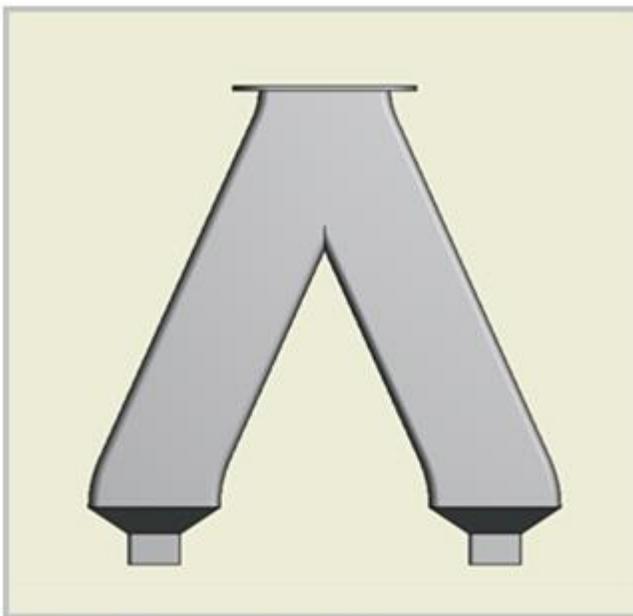


Figure 63 : Vue de face du diviseur.



Figure 64 : Vue isométrique du diviseur.

- Une paire identique de cylindre doseur :



Figure 65 : Vue de dessous du cylindre doseur.



Figure 66 : Vue isométrique du cylindre doseur sans la pièce d'union.



Figure 67 : Vue isométrique du cylindre doseur avec la pièce d'union.

- Deuxième phase : Phase de remplissage-scellage

- Un cône d'alimentation :



Figure 68 : Vue isométrique du cône d'alimentation avec le tube elliptique et son support.

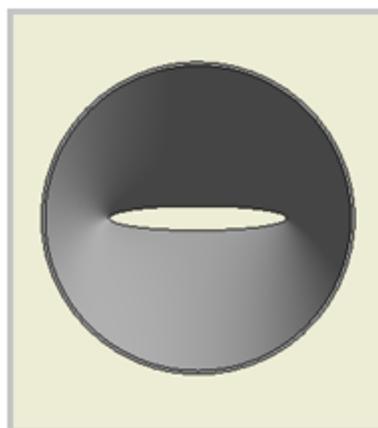


Figure 69 : Vue de dessus du cône d'alimentation.

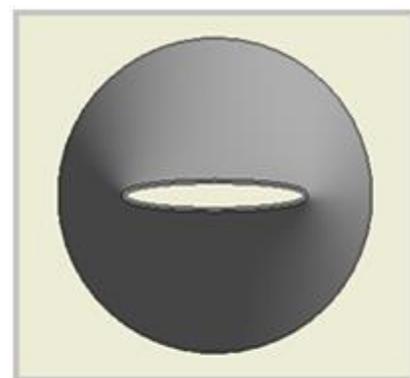


Figure 70 : Vue de dessous du cône d'alimentation.



Figure 71 : Vue du côté du cône d'alimentation avec son tube elliptique.

- Une paire identique de système de tirage des sacs :

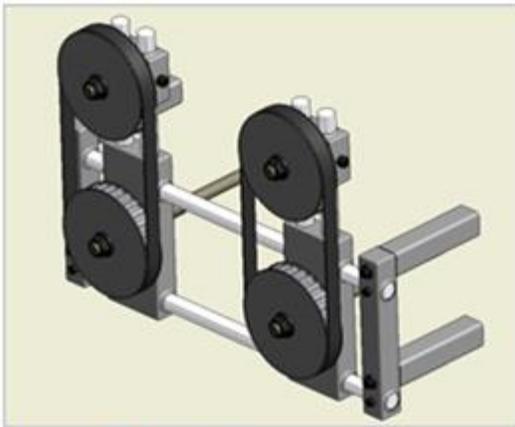


Figure 72 : Vue isométrique du système du tirage.

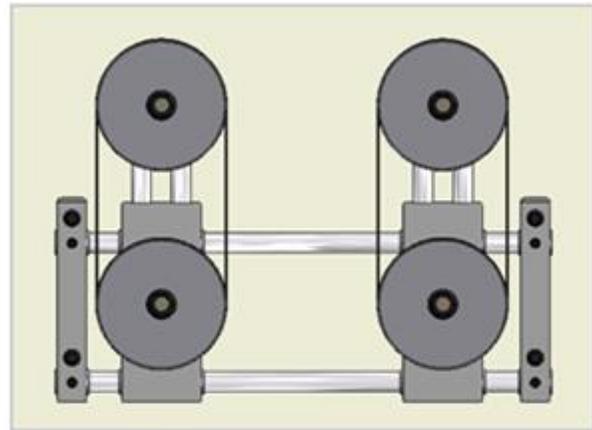


Figure 73 : Vue de face du système de tirage.

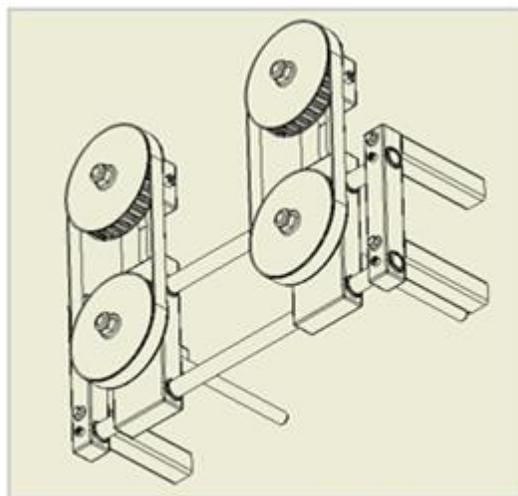


Figure 74 : Vue isométrique du système de tirage.

- Une paire identique de système de transmission :

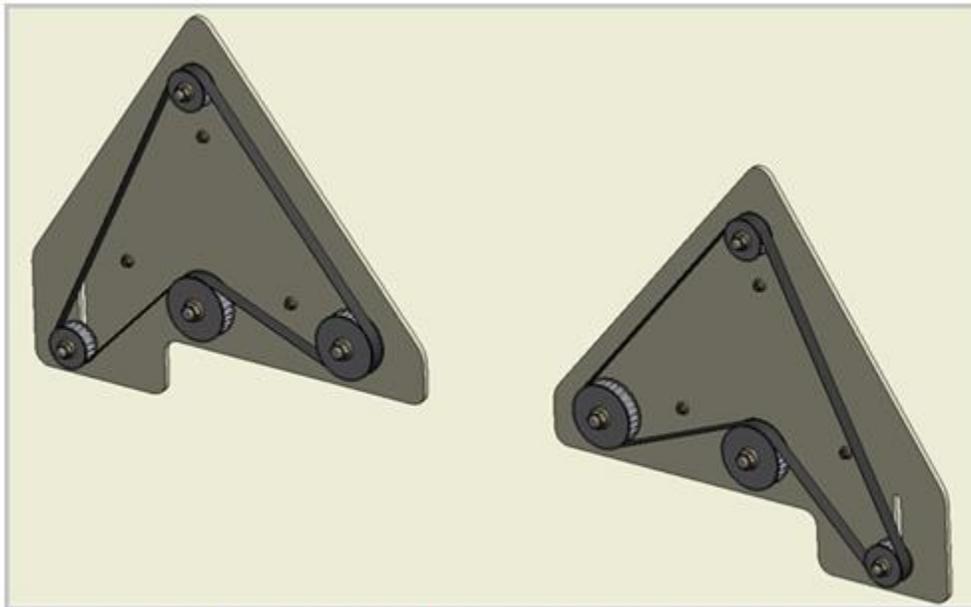


Figure 75 : Vue isométrique de la paire du système de transmission.

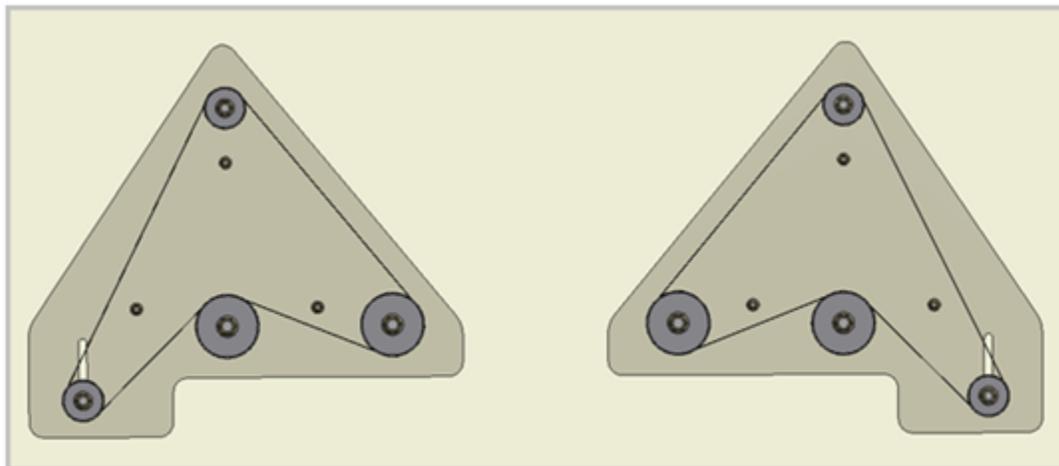


Figure 76 : Vue de face de la paire du système de transmission.

- Une résistance verticale de scellage :

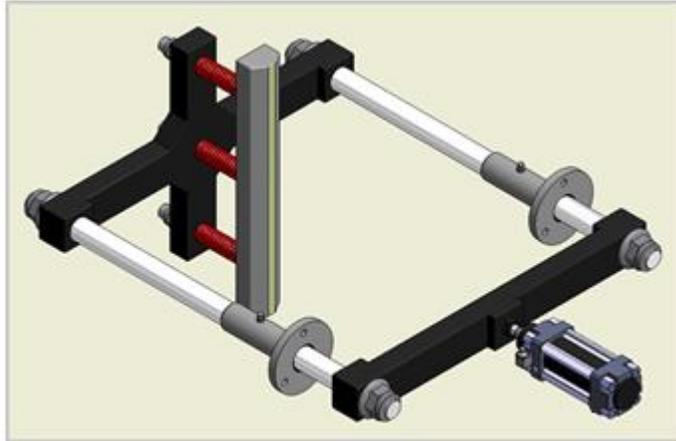


Figure 77 : Vue isométrique du système de scellage verticale.

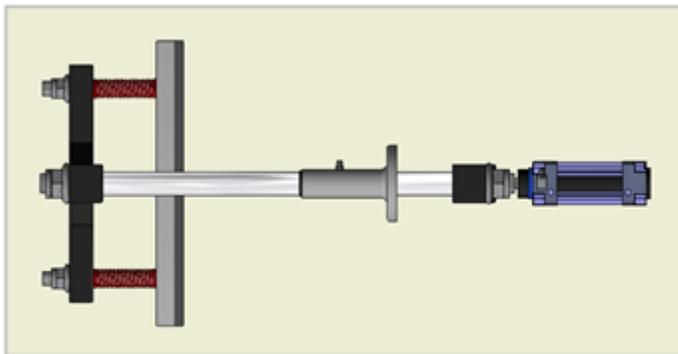


Figure 78 : Vue du côté du système de scellage verticale.

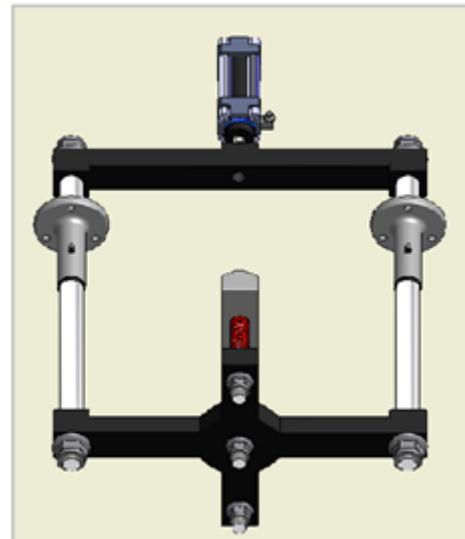


Figure 79 : Vue isométrique du système de scellage verticale.

- Une résistance horizontale de scellage :

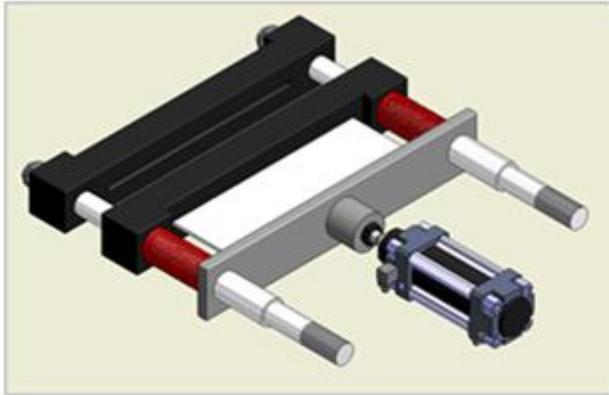


Figure 80 : Vue isométrique du système de scellage inter-coupure horizontale.

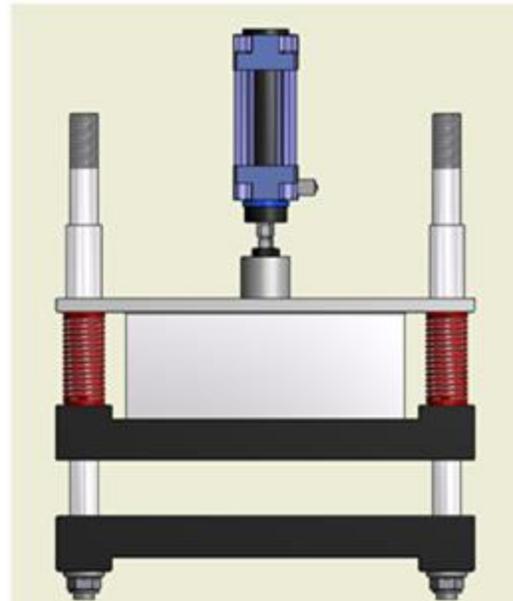


Figure 81 : Vue de dessus du système de scellage inter-coupure horizontale.

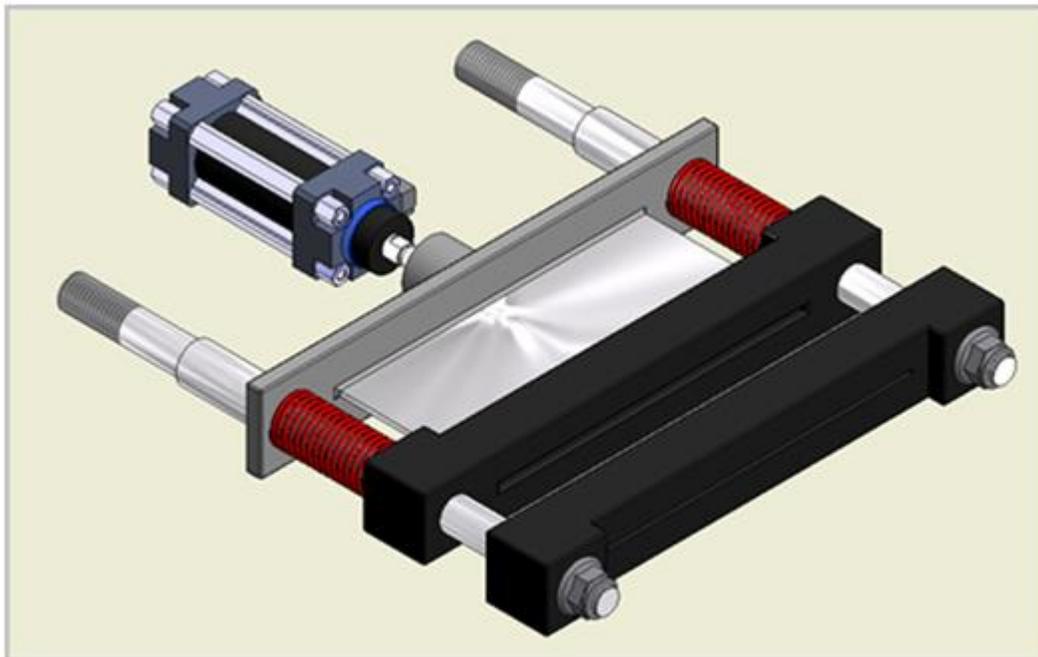


Figure 82 : Vue isométrique du système de scellage inter-coupure horizontale.

- Système de porte rouleau :

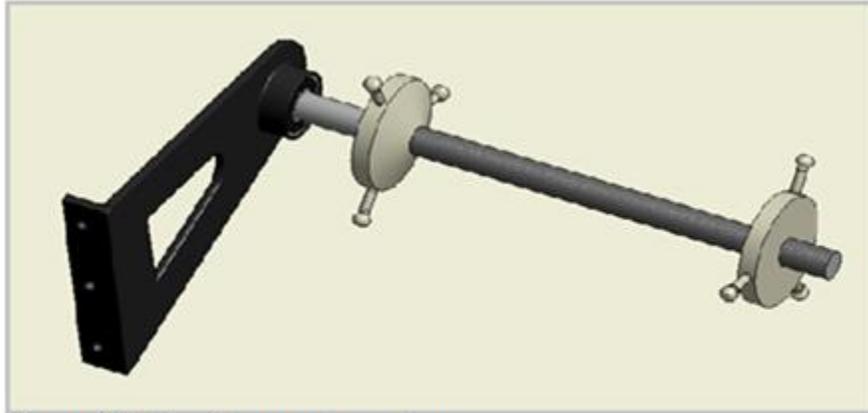


Figure 83 : Système porte rouleau.

- Troisième phase : Phase de convoyage et scanner

- Une glissière :

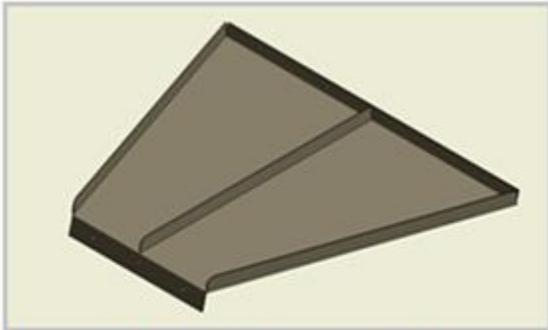


Figure 84 : Vue isométrique de la glissière.

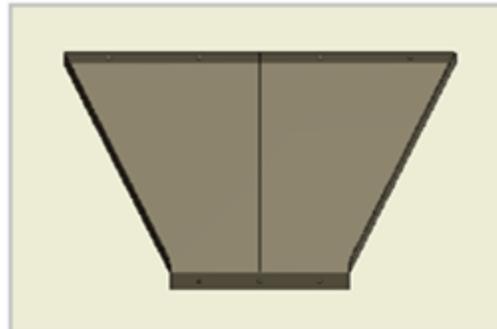


Figure 85 : Vue de face de la glissière.

- Un convoyeur :

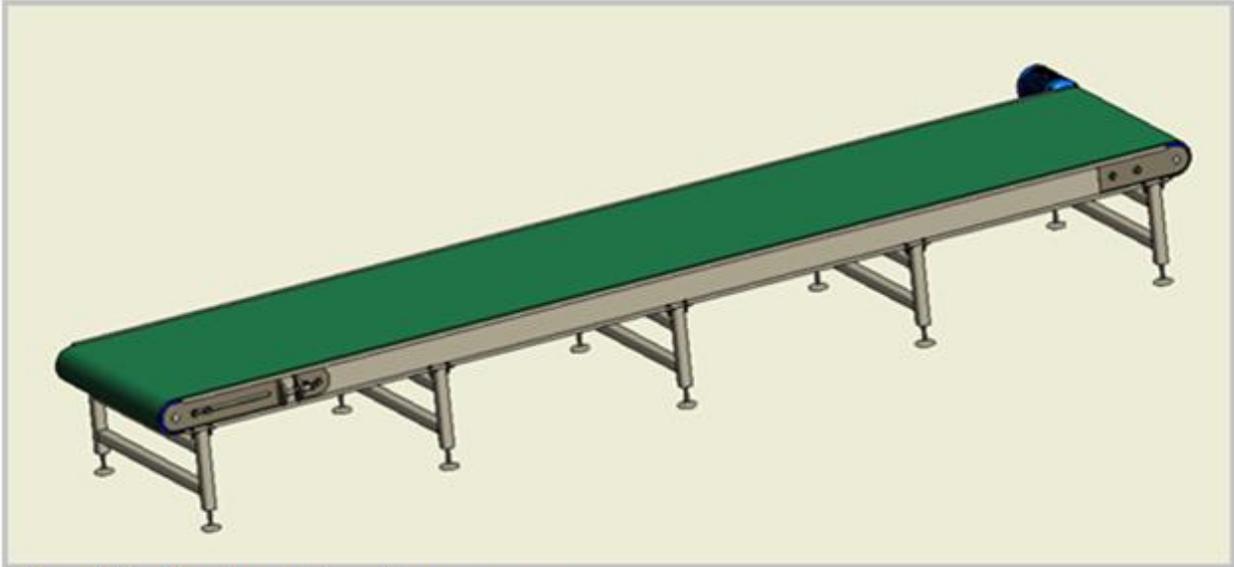


Figure 86 : Vue isométrique du convoyeur.

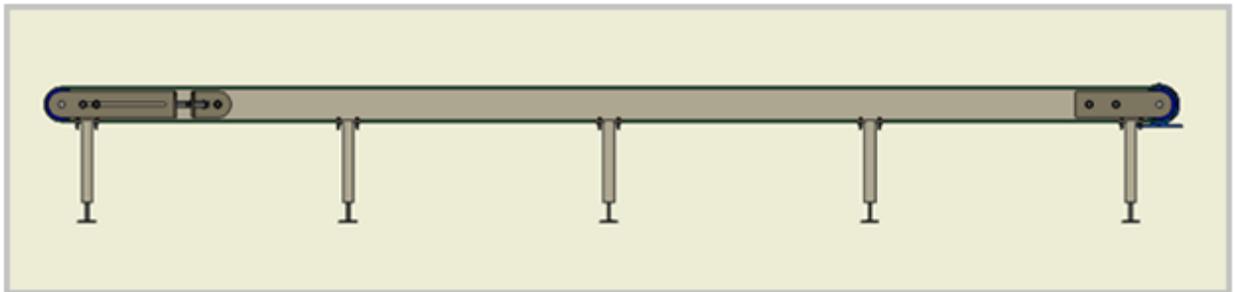


Figure 87 : Vue de côté du convoyeur.

- Le scanner

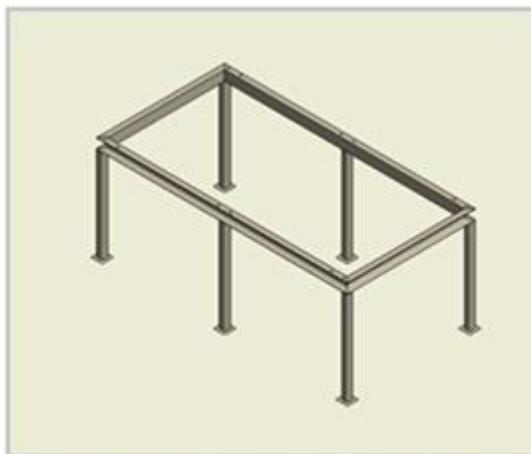


Figure 88 : Vue isométrique du châssis du scanner.

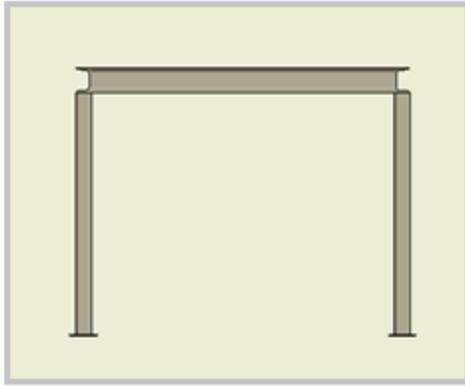


Figure 89 : Vue de face du châssis du scanner.

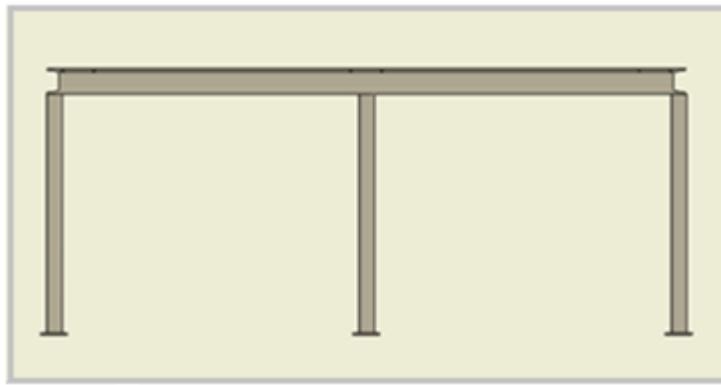


Figure 90 : Vue de côté du châssis du scanner.

ANNEXE II
(Tableaux et Graphes)

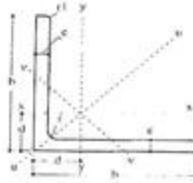
Tableau 31 : Résistance minimale à la rupture (R_{min}), limite minimale d'élasticité (R_{emin}) des aciers au carbone et des aciers faiblement alliés, et allongement à la rupture des aciers au carbone

Aciers non alliés			
Nuance	R min.*	Re min.*	Emplois
C 22	410	255	Constructions mécaniques. Ces aciers conviennent aux traitements thermiques et au forgeage.
C 25	460	285	
C 30	510	315	
C 35	570	335	
C 40	620	355	
C 45	660	375	
C 50	700	395	NOTA : Cette symbolisation ne s'applique pas aux aciers de décolletage.
C 55	730	420	
C 60	HRC \geq 57		

Aciers faiblement alliés		
Nuances usuelles	Traitement de référence	
	R min.*	Re min.*
38 Cr 2	800	650
34 Cr 4	880	660
37 Cr 4	930	700
41 Cr 4	980	740
55 Cr 3	1 100	900
100 Cr 6	HRC \geq 62	
25 Cr Mo 4	880	700
35 Cr Mo 4	980	770
42 Cr Mo 4	1 080	850
16 Cr Ni 6	800	650
17 Cr Ni Mo 61	1 130	880
30 Cr Ni Mo 81	1 030	850
51 Cr V 4	1 180	1 080
16 Mn Cr 5	1 080	835
20 Mn Cr 5	1 230	980
36 Ni Cr Mo 16	1 710	1 275
51 Si 7	1 000	830
60 Si Cr 7	1 130	930

Tableau 32 : Facteurs multipliant la charge radiale (X_i) et la charge axiale (Y_i)

Types de roulements	X_1	Y_1	X_2	Y_2
à billes à gorges profondes	1,00	0,00	0,50	1,40
à billes avec contact angulaire (angle faible)	1,00	1,25	0,45	1,20
à billes avec contact angulaire (angle élevé)	1,00	0,75	0,40	0,75
à billes avec double rangée	1,00	0,75	0,63	1,25
à rouleaux sphériques	1,00	2,50	0,67	3,70



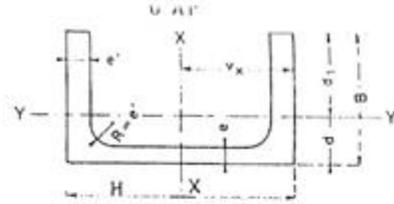
- b = hauteur du profil.
- e = épaisseur de l'aile.
- d = distance (horizontale ou verticale) du centre de gravité à l'extrémité de l'angle droit du profil.
- r = rayon aile - aile.
- r1 = rayon aux extrémités des ailes.
- u et v sont des axes principaux d'inertie

Cornières à ailes égales زوايا

Désignation شعبية	Poids kg/m	Surface Section cm ²	مقاييس Dimensions					مواصفات هندسية Caractéristiques rapportées à l'axe neutre								
			h mm	e mm	r mm	r1 mm	d mm	Ix = Iy cm ⁴	ix = iy cm ²	px = py cm	Iu cm ⁴	Iv cm ⁴	Iu cm ⁴	Iv cm ⁴	Iu cm ⁴	Iv cm ⁴
70 x 5.0	5.37	6.84	70	5.0	9	4.5	18.8	31.23	6.10	2.14	49.50	10.00	2.69	12.97	4.87	1.38
70 x 6.0	6.38	8.13	70	6.0	9	4.5	19.3	36.88	7.27	2.13	58.50	11.82	2.68	15.27	5.60	1.37
70 x 7.0	7.38	9.40	70	7.0	9	4.5	19.7	42.30	8.41	2.12	67.09	13.55	2.67	17.51	6.28	1.36
70 x 9.0	9.32	11.88	70	9.0	9	4.5	20.5	52.60	10.63	2.10	83.10	16.79	2.65	22.00	7.58	1.36
75 x 7.0	7.93	10.10	75	7.0	9	4.5	21.0	53.66	9.93	2.81	84.49	15.93	2.89	22.83	7.70	1.50
80 x 5.5	6.75	8.60	80	5.5	10	5.0	21.4	51.52	8.80	2.45	81.65	14.43	3.08	21.39	7.05	1.58
80 x 6.0	7.34	9.35	80	6.0	10	5.0	21.7	56.98	9.77	2.47	89.57	15.83	3.10	24.39	7.96	1.62
80 x 6.5	7.92	10.08	80	6.5	10	5.0	21.9	60.04	10.33	2.44	95.24	16.84	3.07	24.85	8.02	1.57
80 x 8.0	9.63	12.27	80	8.0	10	5.0	22.6	72.25	12.58	2.43	114.60	20.26	3.06	29.88	9.37	1.56
80 x 10.0	11.86	15.11	80	10.0	10	5.0	23.4	87.50	15.45	2.41	139.00	24.57	3.03	35.90	10.87	1.54
80 x 12.0	14.03	17.87	80	12.0	10	5.0	24.1	102.00	18.20	2.39	161.00	28.46	3.00	43.00	12.60	1.55
90 x 6.0	8.30	10.57	90	6.0	11	5.5	24.1	80.32	12.18	2.76	127.30	20.00	3.47	33.34	9.80	1.78
90 x 7.0	9.61	12.24	90	7.0	11	5.5	24.5	92.55	14.13	2.75	146.80	23.07	3.46	38.29	11.04	1.77
90 x 8.0	10.90	13.89	90	8.0	11	5.5	25.0	106.52	16.38	2.77	167.65	26.34	3.47	45.39	12.86	1.81
90 x 9.0	12.18	15.52	90	9.0	11	5.5	25.4	115.80	17.93	2.73	183.80	28.88	3.44	47.89	13.34	1.76
90 x 11.0	14.70	18.72	90	11.0	11	5.5	26.2	140.71	22.05	2.74	221.24	34.77	3.44	60.18	16.24	1.79
100 x 7.0	10.73	13.66	100	7.0	12	6.0	26.9	128.20	17.54	3.06	203.30	28.75	3.86	53.11	13.96	1.97
100 x 8.0	12.18	15.51	100	8.0	12	6.0	27.4	144.80	19.94	3.06	229.80	32.50	3.85	59.87	15.47	1.96
100 x 10	15.04	19.51	100	10.0	12	6.0	28.2	176.70	24.62	3.04	280.30	39.65	3.83	73.01	18.29	1.95

Les dimensions données dans les cases grises ne sont pas normalisées.
Les définitions manquantes des symboles sont données à la page 2.

Profilés U AP
ailes à faces parallèles



	DIMENSIONS				SECTION S	POIDS P	POSITION DU CENTRE DE GRAVITÉ		MOMENTS D'INERTIE		MODULES DE RÉSIDANCE		RAYONS DE GIRATION	
	H	h	e	e' = H			d	d ₁	I _x	I _y	I _x cm ⁴	I _y cm ⁴	ix	iy
	mm	mm	mm	mm	cm ²	kg/m	cm	cm	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm
Série courante	80	45	5	8	10,7	8,38	1,61	2,89	107,0	21,3	26,8	7,38	3,16	1,41
	100	50	5,5	8,5	13,4	10,5	1,70	3,30	209,5	32,8	41,9	9,95	3,97	1,57
	130	55	6	9,5	17,5	13,7	1,78	3,72	459,5	51,3	70,7	13,8	5,13	1,71
	150	65	7	10,25	22,9	17,9	2,05	4,45	797,0	93,3	106	21,0	5,90	2,02
	175	70	7,5	10,75	27,0	21,2	2,12	4,88	1 272,0	126,4	145	25,9	6,86	2,16
	200	75	8	11,8	32,0	25,1	2,22	5,28	1 946	169,7	195	32,1	7,80	2,30
	220	80	8	12,5	36,2	28,5	2,40	5,60	2 710	222,3	247	39,8	8,64	2,48
	250	85	9	13,5	43,8	34,4	2,45	6,05	4 136	296,7	331	49,1	9,72	2,61
270	95	9	14,5	50,1	39,4	2,82	6,68	5 675	436,3	420	65,4	10,64	2,95	
300	100	9,5	16	58,6	46,0	2,96	7,04	8 170	562,1	545	79,8	11,81	3,10	
Série légère	178	58	4,7	6,5	15,5	12,2	1,55	4,25	740	62,3	83	14,6	5,93	2,00
	200	65	5	7	18,6	14,6	1,72	4,78	1 133	73,75	113	15,4	7,00	1,98
	220	47	5,3	8	21,8	17,1	1,81	4,89	1 608	88,6	146	18,1	8,60	2,01
	220	68,7	7	8	25,6	20,1	1,70	5,17	1 760	101	160	19,5	8,30	1,98
	270	75	5,6	9,5	28,7	22,5	2,01	5,49	3 215	153	238	27,9	10,6	2,31
	170	77	7,6	9,5	34,1	26,8	1,88	5,82	3 543	173	262	30	10,2	2,24
	320	85	7	11	40,1	31,5	2,18	6,32	6 111	264	384,5	41,8	12,3	2,58
	320	87,5	9,5	11	48,1	37,7	2,04	6,71	6 793	300	424,5	44,7	11,85	2,50

Tableau 33 : Facteur de service K_s pour une transmission par courroie

Tableau 14.2 — Facteur de service K_s

Types de machines entraînées	Types de machines entraînant					
	— Moteur électrique à courant alternatif: couple normal, à cage d'écuriel, synchrone et split phase. — Moteur électrique à courant continu: bobinage Shunt. — Moteur à combustion interne multi-cylindres.			— Moteur à courant continu: couple et glissement élevés, répulsion-induction, monophasé, bobinages série et à bagues. — Moteur à courant continu: bobinages série et compound. — Moteur à combustion interne à un cylindre. — Arbre de transmission et embrayage individuel.		
	Service intermittent (3-5 h/d)	Service normal (8-10 h/d)	Service continu (16-24 h/d)	Service intermittent (3-5 h/d)	Service normal (8-10 h/d)	Service continu (16-24 h/d)
Agitateurs pour liquides Convoyeurs (service léger) Pompes et compresseurs centrifuges Soufflerie Ventilateurs (≤ 10 hp)	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Arbres de transmission Convoyeurs à courroies (sable, grains, minéral, etc.) Cribles oscillants et à pivot Génératrices Machines de blanchisserie Machines d'imprimerie Machines-outils Pétrisseuses Poinçonneuses, perceuses, cisailles Pompes rotatives à déplacement positif Réducteurs de vitesse Ventilateurs (> 10 hp)	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Compresseurs à pistons Convoyeurs à pales, à tabliers et à vis Élévateurs à godets Excitatrices Machines de briqueterie Machinerie pour le bois (raboteuses, scies, etc.) Machinerie pour l'industrie textile Pompes à pistons Pulvérisseuses Souffleries à déplacement positif	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Broyeurs à barres, à boulets et à cylindres Concasseurs à cônes giratoires et à mâchoires Grues Machinerie pour l'industrie du caoutchouc (calandres, mélangeurs, extrusion, etc.)	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

NOTE: Il est recommandé d'utiliser un facteur de service de 2 lorsque l'équipement est sujet au blocage.

SOURCE: Norme ANSI/RMA-IP-20-1977. Utilisation autorisée par la RMA.

Tableau 34 : Caractéristiques du motoréducteur « Motox Motoréducteurs » de puissance 120 W fabriqué par la société Siemens

Motoréducteurs
Motoréducteurs à arbres parallèles

Motoréducteurs jusqu'à 200 kW

Sélection et références de commande (suite)

Puissance P_{Moteur} kW	Vitesse de sortie		Couple de sortie T_2 Nm	Facteur de service f_B	Rapport du réducteur i_{tot}	Numéro de référence	Réf. abrégée (N° de pôles)	Poids *) kg
	n_2 (50 Hz) tr/min	n_2 (60 Hz) tr/min						
0,12 (50 Hz)	FZ.28-LA71B4							
0,14 (60 Hz)	24	29	49	3,1	59,65	2KJ1300 - ■CB13 - ■■C2		11
	28	34	41	3,6	50,30 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■B2		11
	31	37	37	4,1	44,66	2KJ1300 - ■CB13 - ■■A2		11
	36	43	32	4,7	39,15 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■X1		11
	40	48	29	5,2	35,04	2KJ1300 - ■CB13 - ■■W1		11
	45	54	26	5,9	31,10 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■V1		11
	51	61	22	6,7	27,25	2KJ1300 - ■CB13 - ■■U1		11
	58	70	20	7,6	23,96 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■T1		11
	65	78	18	8,5	21,64	2KJ1300 - ■CB13 - ■■S1		11
	74	89	15	9,7	18,86 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■R1		11
	83	100	14	10,8	16,94	2KJ1300 - ■CB13 - ■■Q1		11
	92	110	12	12,0	15,29 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■P1		11
	101	121	11	13,2	13,87	2KJ1300 - ■CB13 - ■■N1		11
	111	133	10	14,3	12,62 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■M1		11

Tableau 35 : Constantes physiques de quelques matériaux

Matériau	Densité (Kg/m ³)	Module d'élasticité E (GPa)	Module de cisaillement G (GPa)	Coefficient de poisson ν	Coefficient de dilatation linéique α (mm / mm /°C)
Aluminium	2700	71	26,2	0,334	23,9. 10 ⁻⁶
Laiton	8300	106	40,1	0,324	18,7. 10 ⁻⁶
Acier au carbone	7850	207	79,3	0,292	10,8. 10 ⁻⁶
Acier inoxydable	7930	190	73,1	0,305	17,3. 10 ⁻⁶
Fonte grise	7200	100	41,4	0,211	10,6. 10 ⁻⁶
Cuivre	8930	119	44,7	0,326	16,7. 10 ⁻⁶
Plomb	11300	36,5	13,1	0,411	29,0. 10 ⁻⁶
Monel	8900	179	65,5	0,319	14,0. 10 ⁻⁶
Magnésium	1700	44,8	16,5	0,350	26,0. 10 ⁻⁶
Verre ordinaire	2600	46,2	18,6	0,245	3,0. 10 ⁻⁶
Sapin Douglas	530	11,0	4,1	0,33	--
Caoutchouc	920	1,5 – 5	0,5 – 1,67	0,50	70,0. 10 ⁻⁶
Acétal (celcon M90)	1410	2,8	1,03	0,35	84,6. 10 ⁻⁶
Acrylique (Plexiglas K)	1190	3,16	1,13	0,40	63,0. 10 ⁻⁶
Polycarbonate (Merlon M 40)	1200	2,32	0,84	0,38	70,2. 10 ⁻⁶
Polytétrafluoroéthylène (Téflon 7A)	2160	0,40	0,16	0,48	70,0. 10 ⁻⁶
Nylon 6/6 (Célanèse 1000)	1140	2,95	1,10	0,34	90,0. 10 ⁻⁶
Polyéthylène UHMW (Comco)	1080	0,76	0,26	0,46	129,6. 10 ⁻⁶

Tableau 36 : Type de roulements et ses composants

Type	Bague extérieure	Bague intérieure	Corps roulants	Matière synthétique	Tôle emboutie	Massive usinée
 Roulement à billes						
 Rit à rouleaux cylindriques						
 Rit à rouleaux coniques	 (cuvette)	 (cône)				
 Rit à rotule sur rouleaux						
 Roulement à aiguilles						
 Butée à billes	 (rondelle logement)	 (rondelle arbre)				
 Butée à rotule sur rouleaux	 (rondelle logement)	 (rondelle arbre)				

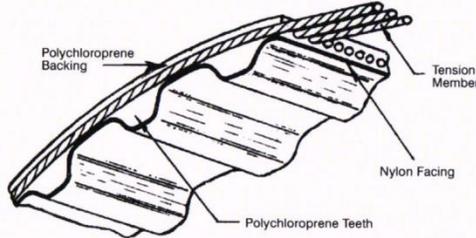
ANNEXE III

Quelques pages des catalogues utilisés

Classical Series Timing Belts



Classical Series Timing Belts are manufactured in 5 pitch sizes, XL (1/5), L (3/8"), H (1/2"), XH (7/8") and XXH (1 1/4"). Standard stock lengths and widths are shown below, the XH and XXH Series being available to order. Although in many designs Classical Belts have been replaced by the new Parabolic Belts they are still preferred on some drives due to lower cost, larger selection stock belts and pulleys and their suitability for low torque high speed applications.



Timing Belt Construction

The classical timing belt consists of four components.

Cable Tension Member: A continuous helically wound glass fibre cable is the load carrying element at the heart of the belt. This tension member provides the belt with enormous tensile strength with a high level of flexibility.

Polychloroprene Backing: A thin, strong, wear resistant polychloroprene rubber sleeve is bonded to the tension cable to provide a flexible protection.

Polychloroprene Teeth: Moulded integral with the polychloroprene backing, made of moderately hard, shear resistant rubber compound, the teeth are accurately formed and precisely spaced pulley engagement.

Nylon Facing: A tough, wear resistant nylon duck, with low coefficient of friction, protects the wearing surface of the teeth in the same manner as case hardening protects the surface of steel.

Special Construction Belts

Belts for special applications can be produced to order in minimum batch sizes.

Anti-Static Belts: Belts conforming to BS 2050 Standard can be provided on all standard belt sizes. These belts are for applications where static discharges must be avoided, such as chemical plants, mines and oil refineries.

High Temperature Belts: For applications in confined areas with elevated temperatures, these belts can operate at up to 120°C.

Oil Resistance Belts: For areas where belts could be subject to frequent contact with lubricating oils.

Belts with a combination of these features can also be offered.

Ground Back Belts: All belts supplied by Cross and Morse have ground backs and uniform tension member to ensure smooth running. For very sensitive drives the belt thickness tolerance can be tightened from the standard $\pm 0.6\text{mm}$ to $\pm 0.25\text{mm}$ (Class 2) or even $\pm 0.15\text{mm}$ (Class 1). These belts provide improved accuracy of drive on positioning applications.

Other Pitch and Widths of Belts: Belts can also be provided in 2mm pitch MXL, 7/8 inch pitch XH and 1 1/4 inch pitch XXH, for replacement purposes. Widths up to mould turn (approx 400mm) can be supplied.

Standard Stock Timing Belt Sizes

XL Series - 1/5" Pitch

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/4" Wide Belt		3/8" Wide Belt	
			Cat. No	Wt.gms	Cat. No	Wt.gms
54XL	137.16	27	54XL 025	2.0	54XL 037	2.9
60XL	152.40	30	60XL 025	2.3	60XL 037	3.3
70XL	177.80	35	70XL 025	2.6	70XL 037	3.8
80XL	203.20	40	80XL 025	2.9	80XL 037	4.4
90XL	228.60	45	90XL 025	3.3	90XL 037	4.9
98XL	248.92	49	98XL 025	3.6	98XL 037	5.3
100XL	254.00	50	100XL 025	3.7	100XL 037	5.5
102XL	259.08	51	102XL 025	3.7	102XL 037	5.6
106XL	269.24	53	106XL 025	3.9	106XL 037	5.8
110XL	279.40	55	110XL 025	4.0	110XL 037	6.0
120XL	304.80	60	120XL 025	4.4	120XL 037	6.5
130XL	330.20	65	130XL 025	4.8	130XL 037	7.0
140XL	355.60	70	140XL 025	5.1	140XL 037	7.6
150XL	381.00	75	150XL 025	5.5	150XL 037	8.2
156XL	396.24	78	156XL 025	5.7	156XL 037	8.5
160XL	406.40	80	160XL 025	5.9	160XL 037	8.7
170XL	431.80	85	170XL 025	6.2	170XL 037	9.3
180XL	457.20	90	180XL 025	6.6	180XL 037	9.8
182XL	462.28	91	182XL 025	6.7	182XL 037	10.0
190XL	482.60	95	190XL 025	7.0	190XL 037	10.4
198XL	502.92	99	198XL 025	7.3	198XL 037	10.9
200XL	508.00	100	200XL 025	7.3	200XL 037	11.0
202XL	513.08	101	202XL 025	7.4	202XL 037	11.1
210XL	533.40	105	210XL 025	7.7	210XL 037	11.5
212XL	538.48	106	212XL 025	7.8	212XL 037	11.7
214XL	543.56	107	214XL 025	7.9	214XL 037	11.8

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/4" Wide Belt		3/8" Wide Belt	
			Cat. No	Wt.gms	Cat. No	Wt.gms
220XL	558.80	110	220XL 025	8.1	220XL 037	12.1
228XL	579.12	114	228XL 025	8.4	228XL 037	12.5
230XL	584.20	115	230XL 025	8.4	230XL 037	12.6
234XL	594.36	117	234XL 025	8.6	234XL 037	12.9
240XL	609.60	120	240XL 025	8.8	240XL 037	13.2
250XL	635.00	125	250XL 025	9.2	250XL 037	13.7
260XL	660.40	130	260XL 025	9.5	260XL 037	14.3
270XL	685.80	135	270XL 025	9.9	270XL 037	14.8
276XL	701.04	138	276XL 025	10.1	276XL 037	15.2
290XL	736.60	145	290XL 025	10.6	290XL 037	15.9
310XL	787.40	155	310XL 025	11.4	310XL 037	17.1
316XL	802.64	158	316XL 025	11.6	316XL 037	17.4
320XL	812.80	160	320XL 025	11.7	320XL 037	17.6
330XL	838.20	165	330XL 025	12.1	330XL 037	18.1
344XL	873.76	172	344XL 025	12.6	344XL 037	18.9
352XL	894.08	176	352XL 025	12.9	352XL 037	19.4
364XL	924.56	182	364XL 025	13.3	364XL 037	20.0
380XL	965.20	190	380XL 025	13.9	380XL 037	20.9
384XL	975.36	192	384XL 025	14.1	384XL 037	21.1
390XL	990.60	195	390XL 025	14.3	390XL 037	21.4
392XL	995.68	196	392XL 025	14.4	392XL 037	21.6
434XL	1102.36	217	434XL 025	15.9	434XL 037	23.9
530XL	1346.20	265	530XL 025	19.4	530XL 037	29.1
600XL	1524.00	300	600XL 025	22.0	600XL 037	33.0
710XL	1803.40	355	710XL 025	26.0	710XL 037	39.1

The belts are standard construction stock length and width sizes. Other pitches, widths, and special constructions can be supplied to order. Special Constructions include: Ground-back Belts, Static Conductive, Oil Resistant, High Temperature Resistant and Double Sided Construction. For further details contact Cross & Morse Technical Department.

Tel +44 121 360 0155 Fax +44 121 325 1079

Email sales@crossmorse.com

Classical Series Timing Belts



Standard Stock Timing Belt Sizes

L Series - 3/8" Pitch

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/2" Wide Belt		3/4" Wide Belt		1" Wide Belt	
			Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.
124L	314.33	33	124 L050	.015	124 L075	.023	124L 100	.031
135L	342.90	36	135 L050	.017	135 L075	.023	135L 100	.034
150L	381.00	40	150 L050	.019	150 L075	.026	150L 100	.038
173L	438.15	46	173 L050	.020	173 L075	.030	173L 100	.039
187L	476.25	50	187 L050	.022	187 L075	.034	187L 100	.044
202L	514.35	54	202 L050	.023	202 L075	.035	202L 100	.046
210L	533.40	56	210 L050	.025	210 L075	.038	210L 100	.051
225L	571.50	60	225 L050	.026	225 L075	.039	225L 100	.052
240L	609.60	64	240 L050	.028	240 L075	.042	240L 100	.056
255L	647.70	68	255 L050	.030	255 L075	.045	255L 100	.060
270L	685.80	72	270 L050	.032	270 L075	.047	270L 100	.063
285L	723.90	76	285 L050	.034	285 L075	.049	285L 100	.068
300L	762.00	80	300 L050	.035	300 L075	.053	300L 100	.070
322L	819.15	86	322 L050	.038	322 L075	.056	322L 100	.075
345L	876.30	92	345 L050	.040	345 L075	.060	345L 100	.081
367L	932.18	98	367 L050	.043	367 L075	.063	367L 100	.085
390L	990.60	104	390 L050	.046	390 L075	.068	390L 100	.091
405L	1028.70	108	405 L050	.047	405 L075	.071	405L 100	.095
412L	1047.75	110	412 L050	.048	412 L075	.072	412L 100	.096
420L	1066.80	112	420 L050	.049	420 L075	.074	420L 100	.098
450L	1143.00	120	450 L050	.054	450 L075	.078	450L 100	.105
480L	1219.20	128	480 L050	.058	480 L075	.083	480L 100	.116
510L	1295.40	136	510 L050	.062	510 L075	.089	510L 100	.120
540L	1371.60	144	540 L050	.065	540 L075	.093	540L 100	.130
600L	1524.00	160	600 L050	.070	600 L075	.105	600L 100	.139
728L	1847.85	194	728 L050	.085	728 L075	.128	728L 100	.170
817L	2076.45	218	817 L050	.095	817 L075	.142	817L 100	.190

H Series - 1/2" Pitch

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/2" Wide Belt		1" Wide Belt		1 1/2" Wide Belt		2" Wide Belt		3" Wide Belt	
			Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.
240H	609.60	48	240H 075	.052	240H 100	.069	240H 150	.103	240H 200	.137	240H 300	.206
270H	685.80	54	270H 075	.058	270H 100	.077	270H 150	.116	270H 200	.154	270H 300	.231
300H	762.00	60	300H 075	.065	300H 100	.088	300H 150	.131	300H 200	.175	300H 300	.263
330H	838.20	66	330H 075	.071	330H 100	.096	330H 150	.142	330H 200	.193	330H 300	.289
360H	914.40	72	360H 075	.078	360H 100	.104	360H 150	.155	360H 200	.207	360H 300	.311
390H	990.60	78	390H 075	.084	390H 100	.114	390H 150	.167	390H 200	.228	390H 300	.341
420H	1066.80	84	420H 075	.091	420H 100	.120	420H 150	.180	420H 200	.240	420H 300	.360
450H	1143.00	90	450H 075	.097	450H 100	.129	450H 150	.193	450H 200	.258	450H 300	.386
480H	1219.20	96	480H 075	.104	480H 100	.138	480H 150	.206	480H 200	.275	480H 300	.412
510H	1295.40	102	510H 075	.110	510H 100	.146	510H 150	.219	510H 200	.292	510H 300	.438
540H	1371.60	108	540H 075	.116	540H 100	.155	540H 150	.232	540H 200	.309	540H 300	.464
570H	1447.80	114	570H 075	.122	570H 100	.163	570H 150	.245	570H 200	.326	570H 300	.489
600H	1524.00	120	600H 075	.129	600H 100	.171	600H 150	.258	600H 200	.343	600H 300	.515
630H	1600.20	126	630H 075	.135	630H 100	.180	630H 150	.270	630H 200	.360	630H 300	.540
660H	1676.40	132	660H 075	.142	660H 100	.189	660H 150	.284	660H 200	.378	660H 300	.567
700H	1778.00	140	700H 075	.151	700H 100	.200	700H 150	.301	700H 200	.400	700H 300	.601
725H	1841.50	145	725H 075	.156	725H 100	.208	725H 150	.311	725H 200	.415	725H 300	.623
750H	1905.00	150	750H 075	.161	750H 100	.215	750H 150	.322	750H 200	.430	750H 300	.644
800H	2032.00	160	800H 075	.172	800H 100	.229	800H 150	.343	800H 200	.458	800H 300	.687
850H	2159.00	170	850H 075	.183	850H 100	.243	850H 150	.365	850H 200	.487	850H 300	.730
900H	2286.00	180	900H 075	.194	900H 100	.258	900H 150	.386	900H 200	.515	900H 300	.773
1000H	2540.00	200	1000H 075	.215	1000H 100	.286	1000H 150	.429	1000H 200	.572	1000H 300	.859
1100H	2794.00	220	1100H 075	.237	1100H 100	.315	1100H 150	.472	1100H 200	.630	1100H 300	.944
1120H	2844.80	224	1120H 075	.241	1120H 100	.321	1120H 150	.481	1120H 200	.641	1120H 300	.961
1140H	2895.60	228	1140H 075	.246	1140H 100	.326	1140H 150	.489	1140H 200	.653	1140H 300	.978
1150H	2921.00	230	1150H 075	.248	1150H 100	.329	1150H 150	.493	1150H 200	.659	1150H 300	.987
1250H	3175.00	250	1250H 075	.269	1250H 100	.358	1250H 150	.537	1250H 200	.716	1250H 300	1.073
1400H	3556.00	280	1400H 075	.301	1400H 100	.401	1400H 150	.601	1400H 200	.801	1400H 300	1.201
1700H	4318.00	340	1700H 075	.366	1700H 100	.487	1700H 150	.730	1700H 200	.973	1700H 300	1.460

The belts are standard construction stock length and width sizes. Other pitches, widths, and special constructions can be supplied to order. Special Constructions include: Ground-back Belts, Static Conductive, Oil Resistant, High Temperature Resistant. For further details contact Cross & Morse Technical Department. Standard Belts to XH and XXH formats can be supplied on short delivery time.

Open Ended Classical Series Belts

Open ended classical belts are available all sizes of classical belts for application on reciprocating drives, etc. All belts operate on standard pulleys and can be secured by clamping plates (page 45).

Cat. No	Belt Type	Pitch mm	Width mm	No. Teeth/Metre	Wt/Metre gms	Std. Length
XL025E	XL025	5.08	6.4	196.8	14.4	110m
XL031E	XL031	5.08	7.9	196.8	18.0	90m
XL037E	XL037	5.08	9.5	196.8	21.6	70m
L050E	L050	9.53	12.7	105.0	45.7	90m
L075E	L075	9.53	19.1	105.0	68.4	70m
L100E	L100	9.53	25.4	105.0	91.5	50m
H050E	H050	12.70	12.7	78.7	56.5	70m
H075E	H075	12.70	19.1	78.7	84.8	70m
H100E	H100	12.70	25.4	78.7	113.0	70m

Classical Series Timing Belts



Double Sided Classical Belts

Construction of these belts same as standard Classical Belts, but with teeth on both sides of the belt. Both faces of belt have nylon facing for wear resistance. These belts enable driving of pulleys by both sides of belt.

XL Series Double Sided Belts - 1/5" Pitch

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/4" Wide Belt		1/2" Wide Belt	
			Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.
120XL	304.80	60	120XL025DD	4.4	120XL025DD	6.5
130XL	330.20	65	130XL025DD	4.8	130XL037DD	7.0
140XL	355.60	70	140XL025DD	5.1	140XL037DD	7.6
150XL	381.00	75	150XL025DD	5.5	150XL037DD	8.2
156XL	396.24	78	156XL025DD	5.7	156XL037DD	8.5
160XL	406.40	80	160XL025DD	5.9	160XL037DD	8.7
170XL	431.80	85	170XL025DD	6.2	170XL037DD	9.3
180XL	457.20	90	180XL025DD	6.6	180XL037DD	9.8
182XL	462.28	91	182XL025DD	6.7	182XL037DD	10.0
190XL	482.60	95	190XL025DD	7.0	190XL037DD	10.4
198XL	502.92	99	198XL025DD	7.3	198XL037DD	10.9
200XL	508.00	100	200XL025DD	7.3	200XL037DD	11.0
202XL	513.08	101	202XL025DD	7.4	202XL037DD	11.1
210XL	533.40	105	210XL025DD	7.7	210XL037DD	11.5
212XL	538.48	106	212XL025DD	7.8	212XL037DD	11.7
214XL	543.56	107	214XL025DD	7.9	214XL037DD	11.8
220XL	558.80	110	220XL025DD	8.1	220XL037DD	12.1
228XL	579.12	114	228XL025DD	8.4	228XL037DD	12.5
230XL	584.20	115	230XL025DD	8.4	230XL037DD	12.6
234XL	594.36	117	234XL025DD	8.6	234XL037DD	12.9

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/4" Wide Belt		1/2" Wide Belt	
			Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.
240XL	609.60	120	240XL025DD	8.8	240XL037DD	13.2
250XL	635.00	125	250XL025DD	9.2	250XL037DD	13.7
260XL	660.40	130	260XL025DD	9.5	260XL037DD	14.3
270XL	685.80	135	270XL025DD	9.9	270XL037DD	14.8
276XL	701.04	138	276XL025DD	10.1	276XL037DD	15.2
290XL	736.60	145	290XL025DD	10.6	290XL037DD	15.9
310XL	787.40	155	310XL025DD	11.4	310XL037DD	17.1
316XL	802.64	158	316XL025DD	11.6	316XL037DD	17.4
320XL	812.80	160	320XL025DD	11.7	320XL037DD	17.6
330XL	838.20	165	330XL025DD	12.1	330XL037DD	18.1
344XL	873.76	172	344XL025DD	12.6	344XL037DD	18.9
352XL	894.08	176	352XL025DD	12.9	352XL037DD	19.4
364XL	924.26	182	364XL025DD	13.3	364XL037DD	20.0
380XL	965.20	190	380XL025DD	13.9	380XL037DD	20.9
384XL	975.36	192	384XL025DD	14.1	384XL037DD	21.1
390XL	990.60	195	390XL025DD	14.3	390XL037DD	21.4
392XL	995.68	196	392XL025DD	14.4	392XL037DD	21.6
434XL	1102.36	217	434XL025DD	15.9	434XL037DD	23.9
530XL	1346.20	265	530XL025DD	19.4	530XL037DD	29.1
600XL	1524.00	300	600XL025DD	22.0	600XL037DD	33.0

L Series Double Sided Belts - 3/8" Pitch

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/4" Wide Belt		1/2" Wide Belt		1" Wide Belt	
			Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.
124L	314.33	33	124L050DD	.015	124L075DD	.022	124L100DD	.031
135L	342.90	36	135L050DD	.017	135L075DD	.024	135L100DD	.034
150L	381.00	40	150L050DD	.019	150L075DD	.026	150L100DD	.038
173L	438.15	46	173L050DD	.020	173L075DD	.030	173L100DD	.039
187L	476.25	50	187L050DD	.022	187L075DD	.034	187L100DD	.044
202L	514.35	54	202L050DD	.023	202L075DD	.035	202L100DD	.046
210L	533.40	56	210L050DD	.025	210L075DD	.038	210L100DD	.051
225L	571.50	60	225L050DD	.026	225L075DD	.039	225L100DD	.052
240L	609.60	64	240L050DD	.028	240L075DD	.042	240L100DD	.056
255L	647.70	68	255L050DD	.030	255L075DD	.045	255L100DD	.060
270L	685.80	72	270L050DD	.032	270L075DD	.047	270L100DD	.063
285L	723.90	76	285L050DD	.034	285L075DD	.049	285L100DD	.068
300L	762.00	80	300L050DD	.035	300L075DD	.053	300L100DD	.070
322L	819.15	86	322L050DD	.038	322L075DD	.056	322L100DD	.075
345L	876.30	92	345L050DD	.040	345L075DD	.060	345L100DD	.081
367L	932.18	98	367L050DD	.043	367L075DD	.063	367L100DD	.085
390L	990.60	104	390L050DD	.046	390L075DD	.068	390L100DD	.091
405L	1028.70	108	405L050DD	.047	405L075DD	.071	405L100DD	.095
412L	1047.75	110	412L050DD	.048	412L075DD	.072	412L100DD	.096
420L	1066.80	112	420L050DD	.049	420L075DD	.074	420L100DD	.098
450L	1143.00	120	450L050DD	.054	450L075DD	.078	450L100DD	.105
480L	1219.20	128	480L050DD	.058	480L075DD	.083	480L100DD	.116
510L	1295.40	136	510L050DD	.062	510L075DD	.089	510L100DD	.120
540L	1371.60	144	540L050DD	.065	540L075DD	.093	540L100DD	.130
600L	1524.00	160	600L050DD	.070	600L075DD	.105	600L100DD	.139
728L	1847.85	194	728L050DD	.085	728L075DD	.128	728L100DD	.170
817L	2076.45	218	817L050DD	.095	817L075DD	.142	817L100DD	.190

H Series Double Sided Belts - 1/2" Pitch

Belt Length Code	Pitch Length mm	No. Teeth N	1/4" Wide Belt		1" Wide Belt		1 1/2" Wide Belt		2" Wide Belt		3" Wide Belt	
			Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.	Cat. No.	Wt. gms.
240H	609.60	48	240H075DD	.052	240H100DD	.069	240H150DD	.103	240H200DD	.137	240H300DD	.206
270H	685.80	54	270H075DD	.058	270H100DD	.077	270H150DD	.116	270H200DD	.154	270H300DD	.231
300H	762.00	60	300H075DD	.065	300H100DD	.088	300H150DD	.131	300H200DD	.175	300H300DD	.263
330H	838.20	66	330H075DD	.071	330H100DD	.096	330H150DD	.142	330H200DD	.193	330H300DD	.289
360H	914.40	72	360H075DD	.078	360H100DD	.104	360H150DD	.155	360H200DD	.207	360H300DD	.311
390H	990.60	78	390H075DD	.084	390H100DD	.114	390H150DD	.167	390H200DD	.228	390H300DD	.341
420H	1066.80	84	420H075DD	.091	420H100DD	.120	420H150DD	.180	420H200DD	.240	420H300DD	.360
450H	1143.00	90	450H075DD	.097	450H100DD	.129	450H150DD	.193	450H200DD	.258	450H300DD	.386
480H	1219.20	96	480H075DD	.104	480H100DD	.138	480H150DD	.206	480H200DD	.275	480H300DD	.412
510H	1295.40	102	510H075DD	.110	510H100DD	.146	510H150DD	.219	510H200DD	.292	510H300DD	.438
540H	1371.60	108	540H075DD	.116	540H100DD	.155	540H150DD	.232	540H200DD	.309	540H300DD	.464
570H	1447.80	114	570H075DD	.122	570H100DD	.163	570H150DD	.245	570H200DD	.326	570H300DD	.489
600H	1524.00	120	600H075DD	.129	600H100DD	.171	600H150DD	.258	600H200DD	.343	600H300DD	.515
630H	1600.20	126	630H075DD	.135	630H100DD	.180	630H150DD	.270	630H200DD	.360	630H300DD	.540
660H	1676.40	132	660H075DD	.142	660H100DD	.189	660H150DD	.284	660H200DD	.378	660H300DD	.567
700H	1778.00	140	700H075DD	.151	700H100DD	.200	700H150DD	.301	700H200DD	.400	700H300DD	.601
725H	1841.50	145	725H075DD	.156	725H100DD	.208	725H150DD	.311	725H200DD	.415	725H300DD	.623
750H	1905.00	150	750H075DD	.161	750H100DD	.215	750H150DD	.322	750H200DD	.430	750H300DD	.644
800H	2032.00	160	800H075DD	.172	800H100DD	.229	800H150DD	.343	800H200DD	.458	800H300DD	.687
850H	2156.00	170	850H075DD	.183	850H100DD	.243	850H150DD	.365	850H200DD	.487	850H300DD	.730
900H	2286.00	180	900H075DD	.194	900H100DD	.258	900H150DD	.386	900H200DD	.515	900H300DD	.773
1000H	2540.00	200	1000H075DD	.215	1000H100DD	.286	1000H150DD	.429	1000H200DD	.572	1000H300DD	.859
1100H	2794.00	220	1100H075DD	.237	1100H100DD	.315	1100H150DD	.472	1100H200DD	.630	1100H300DD	.944
1120H	2844.80	224	1120H075DD	.241	1120H100DD	.321	1120H150DD	.481	1120H200DD	.641	1120H300DD	.961
1140H	2895.60	228	1140H075DD	.246	1140H100DD	.326	1140H150DD	.489	1140H200DD	.653	1140H300DD	.978
1150H	2921.00	230	1150H075DD	.248	1150H100DD	.329	1150H150DD	.493	1150H200DD	.659	1150H300DD	.987
1250H	3175.00	250	1250H075DD	.269	1250H100DD	.358	1250H150DD	.537	1250H200DD	.716	1250H300DD	1.073
1400H	3556.00	280	1400H075DD	.301	1400H100DD	.401	1400H150DD	.601	1400H200DD	.801	1400H300DD	1.201
1700H	4318.00	340	1700H075DD	.366	1700H100DD	.487	1700H150DD	.730	1700H200DD	.973	1700H300DD	1.460

Tel +44 121 360 0155 Fax +44 121 325 1079 Email sales@crossmorse.com

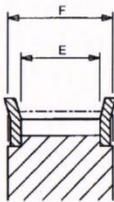
Classical Timing Belt Pulleys



Classical Timing Belt Pulleys have evenly spaced grooves cut in their periphery, to make correct, positive engagement with the mating teeth of the belt. Cross & Morse pulleys are manufactured with involute groove form to enable the teeth to enter and leave the pulley with negligible friction and minimum backlash.

Pulleys are available in a number of stock widths and large selection of numbers of teeth to provide maximum versatility in drive selection. Pulleys for $\frac{3}{8}$ " pitch 'L', and $\frac{1}{2}$ " pitch 'H', drives are available with pilot bore for reworking to customers requirements or with taper bush for the complete off the shelf drive. All pulleys are precision manufactured to close tolerances to ensure concentric running, and it is important when reworking stock pulleys to accurately locate on the outside diameter to maintain concentricity.

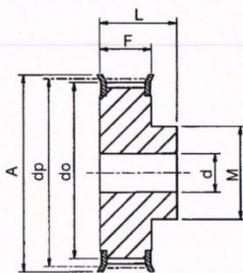
Pulleys of non-standard widths or numbers of teeth can be supplied to order, or alternately teeth can be cut on customers blanks. All pulleys are manufactured in good quality steel except for larger pulleys where cast iron is used ($\frac{1}{5}$ " pitch 'XL' are also available in aluminium. Generally pulleys up to 48 teeth are supplied with two flanges to retain the timing belt. These flanges are accurately machined, pressed onto the pulley bodies and retained by spin rivetting. Dimensions over and between flanges for standard pulleys are indicated below. The dimension over the flanges is generally the same as recommended width of tooth for unflanged pulleys.



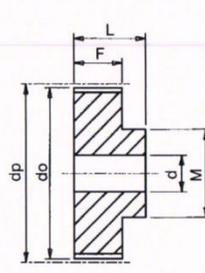
Belt Size	(1/5") XL		(3/8") L		(1/2") H			
Belt Width Ref.	XL037	L050	L075	L100	H100	H150	H200	H300
Belt Width	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1"	1 1/2"	2"	3"
E	10.7	14.3	20.8	27.0	27.0	40.0	53.0	79.0
F min.	14.3	19.0	25.5	32.0	32.0	45.0	58.0	84.0

Standard Pulleys for XL (1/5" pitch) Belts

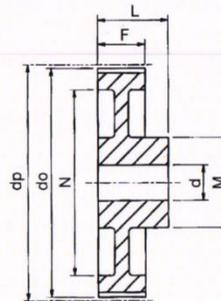
Pulley Types available in both steel and aluminium. For steel add 'C' to part number, for aluminium add 'L'.



Type 1F



Type 1



Type 2

Catalogue No.	No. Teeth Z	Pulley Type	Pitch Circle Dia. dp	Min. Bore d	Max. Bore d	Outside Diameter do	Flange Diameter A	Pulley Width F	Bore Length L	Hub Diameter M	Rim Diameter N	Approx Weight kg
1/5" Pitch Pulleys for 3/8" Wide Belts. Ref. XL037												
10XL037	10	1F	16.17	4.0	6	15.7	23	14.3	20.0	9.5	-	0.02
11XL037	11	1F	17.79	4.0	6	17.3	23	14.3	20.0	9.5	-	0.02
12XL037	12	1F	19.40	4.0	7	18.9	25	14.3	20.0	10.0	-	0.03
13XL037	13	1F	21.02	4.0	7	20.5	28	14.3	20.0	10.0	-	0.04
14XL037	14	1F	22.64	4.0	10	22.1	28	14.3	20.0	15.0	-	0.05
15XL037	15	1F	24.26	6.0	10	23.8	28	14.3	20.0	15.0	-	0.05
16XL037	16	1F	25.87	6.0	10	25.4	32	14.3	20.0	16.0	-	0.06
17XL037	17	1F	27.49	6.0	13	27.0	35	14.3	20.0	20.0	-	0.07
18XL037	18	1F	29.11	6.0	13	28.6	35	14.3	20.0	20.0	-	0.08
19XL037	19	1F	30.72	6.0	13	30.2	38	14.3	22.0	20.0	-	0.09
20XL037	20	1F	32.34	6.0	15	31.8	38	14.3	22.0	23.5	-	0.11
21XL037	21	1F	33.96	6.0	15	33.5	38	14.3	22.0	23.5	-	0.12
22XL037	22	1F	35.57	6.0	16	35.1	41	14.3	22.0	25.0	-	0.13
24XL037	24	1F	38.81	6.0	20	38.3	44	14.3	22.0	30.0	-	0.15
26XL037	26	1F	42.04	8.0	20	41.5	48	14.3	22.0	30.0	-	0.19
27XL037	27	1F	43.66	8.0	20	43.2	48	14.3	22.0	30.0	-	0.20
28XL037	28	1F	45.28	8.0	22	44.8	51	14.3	22.0	34.0	-	0.22
30XL037	30	1F	48.51	8.0	25	48.0	54	14.3	22.0	38.0	-	0.24
32XL037	32	1F	51.74	8.0	25	51.2	57	14.3	25.0	38.0	-	0.12
34XL037	34	1	54.98	8.0	29	54.5	-	14.3	25.0	45.0	-	0.12
35XL037	35	1	56.60	8.0	29	56.1	-	14.3	25.0	45.0	-	0.13
36XL037	36	1	58.21	8.0	29	57.7	-	14.3	25.0	45.0	-	0.14
38XL037	38	1	61.45	8.0	29	61.0	-	14.3	25.0	45.0	-	0.16
40XL037	40	1	64.68	8.0	29	64.2	-	14.3	25.0	45.0	-	0.17
42XL037	42	1	67.91	8.0	29	67.4	-	14.3	25.0	45.0	-	0.18
44XL037	44	1	71.15	8.0	29	70.6	-	14.3	25.0	45.0	-	0.19
48XL037	48	2	77.62	10.0	29	77.1	-	14.3	25.0	45.0	61	0.21
60XL037	60	2	97.02	10.0	29	96.5	-	14.3	25.0	45.0	80	0.25
72XL037	72	2	116.43	10.0	29	115.9	-	14.3	25.0	45.0	100	0.30

All dimensions in mm.

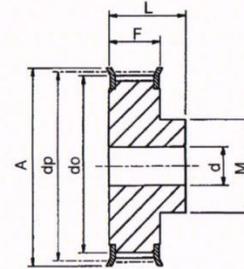
Plain Bore Pulleys for 'L' Series Timing Belts



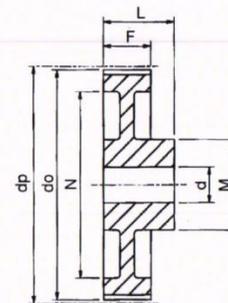
Catalogue No.	No. Teeth Z	Pulley Type	Pitch Circle Diameter dp	Min. Bore d	Max Bore d	Outside Diameter do	Flange Diameter A	Pulley Width F	Bore Length L	Hub Diameter M	Rim Diameter N	Approx. Weight kg
3/8" Pitch Pulleys for 1/2" wide Belts. Ref. L050												
P10L050	10	1F	30.32	8	13	29.6	37	19	28	20	-	0.12
P12L050	12	1F	36.38	8	15	35.6	43	19	30	24	-	0.16
P13L050	13	1F	39.41	8	19	38.7	44	19	30	28	-	0.19
P14L050	14	1F	42.45	8	19	41.7	48	19	30	28	-	0.22
P15L050	15	1F	45.48	8	23	44.7	51	19	30	34	-	0.29
P16L050	16	1F	48.51	8	24	47.8	54	19	32	36	-	0.34
P17L050	17	1F	51.54	10	24	50.8	57	19	32	36	-	0.38
P18L050	18	1F	54.57	10	27	53.8	60	19	32	40	-	0.42
P19L050	19	1F	57.61	10	27	56.8	64	19	32	40	-	0.46
P20L050	20	1F	60.64	10	27	59.9	67	19	32	40	-	0.50
P21L050	21	1F	63.67	10	30	62.9	70	19	32	45	-	0.57
P22L050	22	1F	66.70	10	30	65.9	75	19	32	45	-	0.61
P23L050	23	1F	69.73	10	36	69.0	79	19	32	55	-	0.71
P24L050	24	1F	72.77	10	36	72.0	79	19	32	58	-	0.81
P25L050	25	1F	75.80	10	38	75.0	83	19	32	58	-	0.85
P26L050	26	1F	78.83	11	38	78.1	87	19	32	58	-	0.91
P27L050	27	1F	81.86	11	38	81.1	87	19	32	58	-	0.97
P28L050	28	1F	84.89	11	38	84.1	91	19	32	70	-	1.03
P30L050	30	1F	90.96	11	46	90.2	97	19	32	70	-	1.07
P32L050	32	1F	97.02	11	46	96.3	102	19	32	70	-	1.23
P36L050	36	1F	109.15	11	46	108.4	115	19	32	70	-	1.50
P40L050	40	2F	121.28	11	46	120.5	128	19	32	70	100	1.77
P44L050	44	2F	133.40	11	46	132.6	142	19	32	70	112	2.20
P48L050	48	2F	145.53	11	46	144.8	150	19	32	70	124	2.68
3/8" Pitch Pulleys for 3/4" wide Belts. Ref. L075												
P10L075	10	1F	30.32	8	13	29.6	37	25	38	20	-	0.18
P12L075	12	1F	36.38	8	15	35.6	43	25	38	24	-	0.22
P13L075	13	1F	39.41	8	19	38.7	44	25	38	28	-	0.25
P14L075	14	1F	42.45	11	19	41.7	48	25	38	28	-	0.27
P15L075	15	1F	45.48	11	23	44.7	51	25	38	34	-	0.34
P16L075	16	1F	48.51	11	24	47.8	54	25	38	36	-	0.43
P17L075	17	1F	51.54	11	27	50.8	57	25	38	36	-	0.47
P18L075	18	1F	54.57	11	27	53.8	60	25	38	40	-	0.51
P19L075	19	1F	57.61	11	27	56.8	64	25	38	40	-	0.55
P20L075	20	1F	60.64	11	30	59.9	67	25	38	40	-	0.59
P21L075	21	1F	63.67	11	30	62.9	70	25	38	45	-	0.64
P22L075	22	1F	66.70	11	30	65.9	75	25	38	45	-	0.77
P23L075	23	1F	69.73	11	36	69.0	79	25	38	55	-	0.85
P24L075	24	1F	72.77	11	36	72.0	79	25	38	55	-	0.87
P25L075	25	1F	75.80	11	38	75.0	83	25	38	58	-	1.02
P26L075	26	1F	78.83	11	38	78.1	87	25	38	58	-	1.08
P27L075	27	1F	81.86	11	38	81.1	87	25	38	58	-	1.18
P28L075	28	1F	84.89	11	38	84.1	91	25	38	58	-	1.20
P30L075	30	1F	90.96	11	46	90.2	97	25	38	70	-	1.37
P32L075	32	1F	97.02	11	46	96.3	102	25	38	70	-	1.54
P36L075	36	1F	109.15	11	46	108.4	115	25	38	70	-	1.89
P40L075	40	2F	121.28	11	46	120.5	128	25	38	70	100	2.35
P44L075	44	2F	133.40	11	46	132.6	142	25	38	70	112	2.75
P48L075	48	2F	145.53	11	46	144.8	150	25	38	70	124	3.19
3/8" Pitch Pulleys for 1" wide Belts. Ref. L100												
P10L100	10	1F	30.32	8	13	29.6	37	32	45	20	-	0.18
P12L100	12	1F	36.38	8	15	35.6	43	32	45	24	-	0.26
P13L100	13	1F	39.41	8	19	38.7	44	32	45	28	-	0.30
P14L100	14	1F	42.45	11	19	41.7	48	32	45	28	-	0.34
P15L100	15	1F	45.48	11	23	44.7	51	32	45	34	-	0.41
P16L100	16	1F	48.51	11	24	47.8	54	32	45	36	-	0.48
P17L100	17	1F	51.54	11	24	50.8	57	32	45	36	-	0.55
P18L100	18	1F	54.57	11	27	53.8	60	32	45	40	-	0.62
P19L100	19	1F	57.61	11	27	56.8	64	32	45	40	-	0.70
P20L100	20	1F	60.64	11	27	59.9	67	32	45	40	-	0.72
P21L100	21	1F	63.67	11	30	62.9	70	32	45	45	-	0.77
P22L100	22	1F	66.70	11	30	65.9	75	32	45	45	-	0.88
P23L100	23	1F	69.73	11	36	69.0	79	32	45	55	-	1.12
P24L100	24	1F	72.77	11	36	72.0	79	32	45	55	-	1.16
P25L100	25	1F	75.80	11	38	75.0	83	32	45	58	-	1.18
P26L100	26	1F	78.83	11	38	78.1	87	32	45	58	-	1.24
P27L100	27	1F	81.86	11	38	81.1	87	32	45	58	-	1.35
P28L100	28	1F	84.89	11	38	84.1	91	32	45	58	-	1.42
P30L100	30	1F	90.96	11	46	90.2	97	32	45	70	-	1.61
P32L100	32	1F	97.02	11	46	96.3	102	32	45	70	-	1.84
P36L100	36	1F	109.15	11	46	108.4	115	32	45	70	-	2.32
P40L100	40	2F	121.28	11	46	120.5	128	32	45	70	100	2.86
P44L100	44	2F	133.40	11	46	132.6	142	32	45	70	112	3.36
P48L100	48	2F	145.53	11	46	144.8	150	32	45	70	124	3.86
3/8" Pitch Pulleys for 1" wide Belts. Ref. L100												
P60L100	60	2	181.91	14	45	181.2	-	32	50	75	160	3.55
P72L100	72	2	218.30	14	45	217.5	-	32	50	75	197	5.00
P84L100	84	2	254.68	14	45	253.9	-	32	50	75	233	6.30
P96L100	96	2	291.06	14	45	290.3	-	32	50	75	269	8.20

Pulley Types

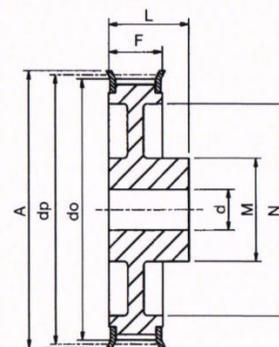
The Pulley types referred to in tables are as drawings below. Suffix 'F' indicates pulley has flanges. Pulley below dividing line in tables are manufactured in cast iron. Std. Pulleys can be reworked to customers bore and keyway requirements.



Type 1F
Material: Steel



Type 2
Material: Cast Iron
Webs have lightening holes



Type 2F
Material: Cast Iron
Webs have lightening holes

All dimensions in mm. Other sizes of Pulleys can be supplied on short delivery. All Pulleys can be supplied finish bored and keywayed. Parallel bore pulleys can be machined and fitted with bearings for idler pulleys. When using pulleys as inside idlers it is recommended that number of teeth of idler should be more than that of smaller drive pulley.

Tel +44 121 360 0155 Fax +44 121 325 1079 Email sales@crossmorse.com

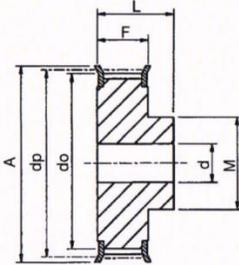
Plain Bore Pulleys for 'H' Series Timing Belts



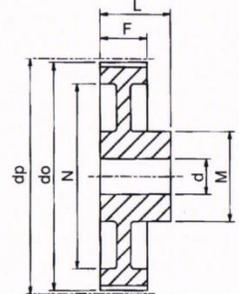
Pulley Types

The pulley types referred to in tables are as drawings below. The suffix 'F' indicates pulley has flanges.

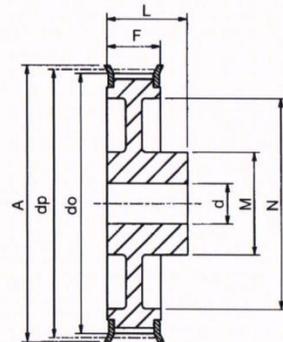
Pulleys below dividing line in tables are in Cast iron, and of spoked design. Std. Pulleys can be reworked to customers bore and keyway.



Type 1F
Material: Steel



Type 2
Material: Cast Iron



Type 2F
Material: Cast Iron

Catalogue No.	No. Teeth Z	Pulley Type	Pitch Circle Dia. dp	Min. Bore d	Max. Bore d	Outside Diameter do	Flange Diameter A	Pulley Width F	Bore Length L	Hub Diameter M	Rim Diameter N	Approx Weight Kg
1/2 Pitch Pulleys for 1" Wide Belts. Ref. H100												
P14H100	14	1F	56.60	11	30	55.2	64	32	45	45	-	0.67
P16H100	16	1F	64.68	11	30	63.3	70	32	45	45	-	0.88
P18H100	18	1F	72.77	12	36	71.4	79	32	45	55	-	1.06
P19H100	19	1F	76.81	14	40	75.4	83	32	45	60	-	1.23
P20H100	20	1F	80.85	14	41	79.5	87	32	45	62	-	1.33
P21H100	21	1F	84.89	14	43	83.5	91	32	45	65	-	1.43
P22H100	22	1F	88.94	14	45	87.6	93	32	45	68	-	1.63
P24H100	24	1F	97.02	14	47	95.7	102	32	45	72	-	1.95
P26H100	26	1F	105.11	14	54	103.7	112	32	45	80	-	2.30
P28H100	28	1F	113.19	14	54	111.8	120	32	45	80	-	2.53
P30H100	30	1F	121.28	14	54	119.9	128	32	45	80	-	2.93
P32H100	32	1F	129.36	14	54	128.0	135	32	45	80	-	3.06
P36H100	36	2F	145.53	14	48	144.2	150	32	45	80	118	3.92
P40H100	40	2F	161.70	14	48	160.3	168	32	45	80	134	4.95
P44H100	44	2F	177.87	14	48	176.5	184	32	50	80	150	6.20
P48H100	48	2F	194.04	14	54	192.7	200	32	50	90	166	5.30
P60H100	60	2	242.55	19	54	241.2	-	32	50	90	215	7.50
P72H100	72	2	291.06	19	62	289.7	-	32	55	100	263	9.00
P84H100	84	2	339.57	19	62	338.2	-	32	55	100	312	10.00
P96H100	96	2	388.08	19	70	386.7	-	32	60	120	360	13.80
P120H100	120	2	485.10	19	70	483.7	-	32	60	120	458	22.00
1/2 Pitch Pulleys for 1 1/2" Wide Belts. Ref. H150												
P14H150	14	1F	56.60	11	28	55.2	64	46	58	42	-	0.95
P16H150	16	1F	64.68	11	30	63.3	70	46	58	45	-	1.08
P18H150	18	1F	72.77	14	36	71.4	79	46	58	55	-	1.45
P19H150	19	1F	76.81	14	40	75.4	83	46	58	60	-	1.55
P20H150	20	1F	80.85	14	41	79.5	87	46	58	62	-	1.70
P21H150	21	1F	84.89	14	43	83.5	91	46	58	65	-	1.87
P22H150	22	1F	88.94	14	45	87.6	93	46	58	68	-	2.07
P24H150	24	1F	97.02	14	47	95.7	102	46	58	72	-	2.50
P26H150	26	1F	105.11	14	54	103.7	112	46	58	80	-	2.99
P28H150	28	1F	113.19	14	54	111.8	120	46	58	80	-	3.39
P30H150	30	1F	121.28	14	54	119.9	128	46	58	80	-	3.86
P32H150	32	1F	129.36	14	54	128.0	135	46	58	80	-	4.37
P36H150	36	2F	145.53	14	48	144.2	150	46	58	80	118	5.50
P40H150	40	2F	161.70	14	48	160.3	168	46	58	80	134	6.80
P44H150	44	2F	177.87	19	48	176.5	184	46	58	80	150	8.50
P48H150	48	2F	194.04	19	54	192.7	200	46	65	90	166	8.80
P60H150	60	2	242.55	19	54	241.2	-	46	65	90	215	9.00
P72H150	72	2	291.06	24	62	289.7	-	46	65	100	263	11.00
P84H150	84	2	339.57	24	62	338.2	-	46	65	100	312	13.00
P96H150	96	2	388.08	24	70	386.7	-	46	65	120	360	17.00
P120H150	120	2	485.10	24	70	483.7	-	46	65	120	458	25.00
1/2 Pitch Pulleys for 2" Wide Belts. Ref. H200												
P14H200	14	1F	56.60	11	28	55.2	64	59	70	42	-	1.10
P16H200	16	1F	64.68	11	30	63.3	70	59	70	45	-	1.34
P18H200	18	1F	72.77	14	36	71.4	79	59	70	55	-	1.65
P19H200	19	1F	76.81	14	40	75.4	83	59	70	60	-	1.90
P20H200	20	1F	80.85	14	41	79.5	87	59	70	62	-	2.11
P21H200	21	1F	84.89	14	43	83.5	91	59	70	65	-	2.23
P22H200	22	1F	88.94	14	45	87.6	93	59	70	68	-	2.45
P24H200	24	1F	97.02	14	47	95.7	102	59	70	72	-	2.97
P26H200	26	1F	105.11	14	54	103.7	112	59	70	80	-	3.61
P28H200	28	1F	113.19	14	54	111.8	120	59	70	80	-	4.10
P30H200	30	1F	121.28	14	54	119.9	128	59	70	80	-	4.74
P32H200	32	1F	129.36	14	54	128.0	135	59	70	80	-	5.60
P36H200	36	2F	145.53	14	48	144.2	150	59	70	80	118	7.10
P40H200	40	2F	161.70	14	48	160.3	168	59	70	80	134	8.40
P44H200	44	2F	177.87	19	48	176.5	184	59	70	80	150	10.50
P48H200	48	2F	194.04	24	54	192.7	200	59	75	90	166	8.60
P60H200	60	2	242.55	24	54	241.2	-	59	75	90	215	11.00
P72H200	72	2	291.06	28	62	289.7	-	59	75	100	263	14.00
P84H200	84	2	339.57	28	62	338.2	-	59	75	100	312	15.00
P96H200	96	2	388.08	28	70	386.7	-	59	75	120	360	20.30
P120H200	120	2	485.10	28	70	483.7	-	59	75	120	458	28.00
1/2 Pitch Pulleys for 3" Wide Belts. Ref. H300												
P14H300	14	1F	56.60	11	28	55.2	64	86	100	42	-	1.40
P16H300	16	1F	64.68	11	30	63.3	70	86	100	45	-	1.89
P18H300	18	1F	72.77	19	36	71.4	79	86	100	55	-	2.38
P19H300	19	1F	76.81	19	40	75.4	83	86	100	60	-	2.60
P20H300	20	1F	80.85	19	41	79.5	87	86	100	62	-	3.10
P21H300	21	1F	84.89	19	43	83.5	91	86	100	65	-	3.32
P22H300	22	1F	88.94	19	45	87.6	93	86	100	68	-	3.67
P24H300	24	1F	97.02	19	47	95.7	102	86	100	72	-	4.40
P26H300	26	1F	105.11	19	54	103.7	112	86	100	80	-	5.20
P28H300	28	1F	113.19	19	54	111.8	120	86	100	80	-	5.60
P30H300	30	1F	121.28	19	54	119.9	128	86	100	80	-	7.00
P32H300	32	1F	129.36	19	54	128.0	135	86	100	80	-	7.80
P36H300	36	2F	145.53	19	48	144.2	150	86	100	80	118	9.90
P40H300	40	2F	161.70	19	48	160.3	168	86	100	80	134	12.20
P44H300	44	2	177.87	24	48	176.5	-	86	100	80	150	15.00
P48H300	48	2	194.04	24	54	192.7	-	86	100	90	166	11.40
P60H300	60	2	242.55	24	54	241.2	-	86	100	90	215	13.30
P72H300	72	2	291.06	28	62	289.7	-	86	100	100	263	19.00
P84H300	84	2	339.57	28	62	338.2	-	86	100	100	312	20.00
P96H300	96	2	388.08	28	70	386.7	-	86	100	120	360	27.00
P120H300	120	2	485.10	28	70	483.7	-	86	100	120	458	33.00

Other sizes of Pulleys can be supplied on short delivery. All Pulleys can be supplied finish bored and keywayed.

All dimensions in mm.

Tel +44 121 360 0155

Fax +44 121 325 1079

Email sales@crossmorse.com

Taper Bore Pulleys for 'L' Series Timing Belts

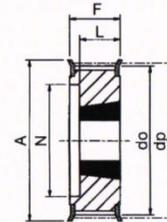


Catalogue No.	No. Teeth Z	Pulley Type	Pitch Circle Diameter dp	Taper Bush Size	Max Bore d	Outside Diameter do	Flange Diameter A	Pulley Width F	Bore Length L	Hub Diameter M	Rim Diameter N	Approx. Weight kg
3/8" Pitch Pulleys for 1/2" wide Belts. Ref. L050												
18L050	18	8F	54.57	1108	28	53.8	60	19	22	45	-	0.17
19L050	19	8F	57.61	1108	28	56.8	64	19	22	45	-	0.20
20L050	20	8F	60.64	1108	28	59.9	67	19	22	48	-	0.23
21L050	21	8F	63.67	1108	28	62.9	70	19	22	48	-	0.30
22L050	22	8F	66.70	1108	28	65.9	75	19	22	51	-	0.36
23L050	23	8F	69.73	1108	28	69.0	79	19	22	54	-	0.41
24L050	24	8F	72.77	1108	28	72.0	79	19	22	54	-	0.45
25L050	25	8F	75.80	1108	28	75.0	83	19	22	56	-	0.50
26L050	26	8F	78.83	1108	28	78.1	86	19	22	60	-	0.55
27L050	27	8F	81.86	1108	28	81.1	86	19	22	62	-	0.61
28L050	28	8F	84.89	1108	28	84.1	91	19	22	65	-	0.68
30L050	30	8F	90.96	1108	28	90.2	97	19	22	70	-	0.82
32L050	32	8F	97.02	1108	28	96.3	102	19	22	74	-	0.98
36L050	36	8F	109.15	1108	28	108.4	115	19	22	85	-	1.38
40L050	40	8F	121.28	1610	42	120.5	128	19	25	88	-	1.75
48L050	48	11F	145.53	1610	42	144.8	150	19	25	88	120	1.76
60L050	60	7	181.91	1610	42	181.2	-	19	25	92	166	2.18
72L050	72	7	218.30	1610	42	217.5	-	19	25	92	202	3.00
84L050	84	7	254.68	1610	42	253.9	-	19	25	92	236	4.00
96L050	96	7	291.06	2012	50	290.3	-	19	32	106	270	5.50
120L050	120	7	363.83	2012	50	363.1	-	19	32	106	343	6.80
3/8" Pitch Pulleys for 3/4" wide Belts. Ref. L075												
18L075	18	9F	54.57	1108	28	53.8	60	25	25	-	-	0.24
19L075	19	9F	57.61	1108	28	56.8	64	25	25	-	-	0.28
20L075	20	9F	60.64	1108	28	59.9	67	25	25	-	-	0.33
21L075	21	9F	63.67	1108	28	62.9	70	25	25	-	-	0.38
22L075	22	9F	66.70	1108	28	65.9	75	25	25	-	-	0.45
23L075	23	9F	69.73	1108	28	69.0	79	25	25	-	-	0.52
24L075	24	9F	72.77	1108	28	72.0	79	25	25	-	-	0.58
25L075	25	9F	75.80	1108	28	75.0	83	25	25	-	-	0.64
26L075	26	9F	78.83	1108	28	78.1	86	25	25	-	-	0.71
27L075	27	9F	81.86	1108	28	81.1	86	25	25	-	-	0.79
28L075	28	9F	84.89	1108	28	84.1	91	25	25	-	-	0.86
30L075	30	9F	90.96	1108	28	90.2	97	25	25	-	-	1.04
32L075	32	9F	97.02	1108	28	96.3	102	25	25	-	-	1.21
36L075	36	9F	109.15	1610	42	108.4	115	25	25	-	-	1.41
40L075	40	9F	121.28	1610	42	120.5	128	25	25	-	-	1.86
48L075	48	10F	145.53	1610	42	144.8	150	25	25	92	120	2.50
60L075	60	10	181.91	1610	42	181.2	-	25	25	92	166	3.00
72L075	72	10	218.30	1610	42	217.5	-	25	25	92	202	4.00
84L075	84	7	254.68	2012	50	253.9	-	25	32	92	236	5.20
96L075	96	7	291.06	2012	50	290.3	-	25	32	106	270	6.50
120L075	120	7	363.83	2012	50	363.1	-	25	32	106	343	7.60
3/8" Pitch Pulleys for 1" wide Belts. Ref. L100												
18L100	18	5F	54.57	1108	28	53.8	60	31	22	-	38	0.25
19L100	19	5F	57.61	1108	28	56.8	64	31	22	-	38	0.31
20L100	20	5F	60.64	1108	28	59.9	67	31	22	-	45	0.36
21L100	21	5F	63.67	1108	28	62.9	70	31	22	-	45	0.41
22L100	22	5F	66.70	1108	28	65.9	75	31	22	-	48	0.47
23L100	23	5F	69.73	1108	28	69.0	79	32	22	-	52	0.53
24L100	24	5F	72.77	1108	28	72.0	79	32	22	-	52	0.60
25L100	25	5F	75.80	1108	28	75.0	83	32	22	-	54	0.67
26L100	26	5F	78.83	1108	28	78.1	86	32	22	-	60	0.73
27L100	27	5F	81.86	1108	28	81.1	86	32	22	-	60	0.80
28L100	28	5F	84.89	1108	28	84.1	91	32	22	-	65	0.87
30L100	30	5F	90.96	1210	32	90.2	97	32	25	-	71	0.98
32L100	32	5F	97.02	1210	32	96.3	102	32	25	-	75	1.18
36L100	36	5F	109.15	1610	42	108.4	115	32	25	-	86	1.42
40L100	40	5F	121.28	1610	42	120.5	128	32	25	-	96	1.70
48L100	48	14F	145.53	1610	42	144.8	150	32	25	92	120	2.70
60L100	60	12	181.91	1610	42	181.2	-	32	25	92	166	2.40
72L100	72	10	218.30	2012	50	217.5	-	32	32	92	202	4.40
84L100	84	10	254.68	2012	50	253.9	-	32	32	92	236	6.00
96L100	96	10	291.06	2012	50	290.3	-	32	32	106	270	7.10
120L100	120	10	363.83	2012	50	363.1	-	32	32	106	343	8.50

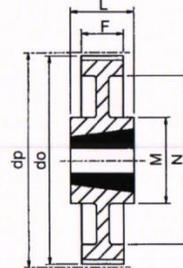
All dimensions in mm. For Taper Bush dimensions refer page 25.

Pulley Types

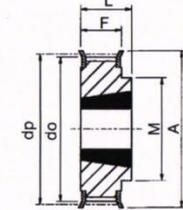
Pulley types referred to in tables are as drawings below. The suffix 'F' indicates pulley has flanges. Pulleys below dividing line in tables are manufactured in cast iron. Types 7, 10 & 12 when in cast iron have lightening holes.



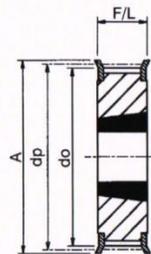
Type 5F



Type 7



Type 8F



Type 9F

Pulley Installation

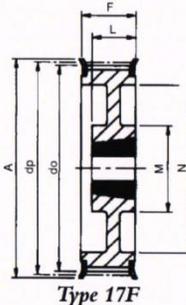
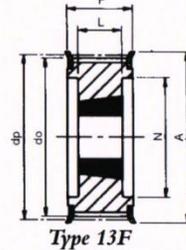
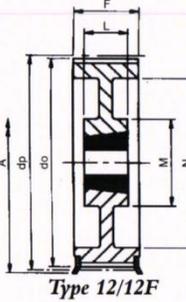
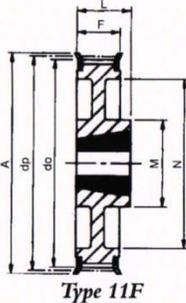
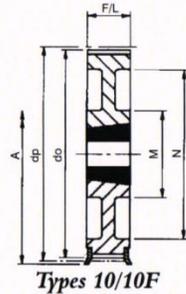
Correct and accurate installation of Timing Drives is essential. Pulley alignment and shaft parallelism is very important as misalignment of the drive will cause unequal loading across the belt width and edge wear of belt on pulleys. Pulley alignment can be checked by placing a straight edge against the outside edge of the pulleys and adjusting so contact made evenly across both pulleys. The shaft should be located within a rigid framework, as any distortion under load could result in a reduction of centre distance which will cause jumping of belt on pulley teeth. If idlers are used they must be locked firmly into position after correct belt tensioning. Refer to page 10 for additional information on drive installation.

Tel +44 121 360 0155

Fax +44 121 325 1079

Email sales@crossmorse.com

Taper Bore Pulleys for 'H' Series Timing Belts



Catalogue No.	No. Teeth Z	Pulley Type	Pitch Circle Diameter dp	Taper Bush Size	Max Bore	Outside Diameter do	Flange Diameter A	Pulley Width F	Bore Length L	Hub Diameter M	Rim Diameter N	Approx. Weight kg
1/2 Pitch Pulleys for 1" wide Belts. Ref. H100												
16H100	16	5F	64.68	1108	28	63.3	70	31	22	-	45	0.88
18H100	18	5F	72.77	1210	32	71.4	79	31	25	-	52	1.06
19H100	19	5F	76.81	1210	32	75.4	83	31	25	-	56	1.23
20H100	20	5F	80.55	1210	32	79.5	87	31	25	-	60	1.33
21H100	21	5F	84.89	1210	32	83.5	91	32	25	-	64	1.43
22H100	22	5F	88.94	1210	32	87.6	93	32	25	-	67	1.63
23H100	23	5F	92.98	1610	42	91.6	97	32	25	-	70	1.85
24H100	24	5F	97.02	1610	42	95.7	102	32	25	-	74	1.93
25H100	25	5F	101.06	1610	42	99.7	106	32	25	-	77	2.07
26H100	26	5F	105.11	1610	42	103.7	112	32	25	-	82	2.30
27H100	27	5F	109.15	1610	42	107.8	115	32	25	-	85	2.40
28H100	28	5F	113.19	1610	42	111.8	120	32	25	-	90	2.53
30H100	30	5F	121.28	1610	42	119.9	128	32	25	-	98	2.93
32H100	32	17F	129.36	1610	42	128.0	135	32	25	80	106	3.06
36H100	36	17F	145.53	1610	42	144.2	150	32	25	92	121	3.92
40H100	40	17F	161.70	1610	42	160.3	168	32	25	92	138	4.95
44H100	44	10F	177.87	2012	50	176.5	184	32	32	106	152	6.20
48H100	48	10F	194.04	2012	50	192.7	200	32	32	106	169	5.30
60H100	60	12	242.55	2012	50	241.2	-	34	32	92	223	7.50
72H100	72	12	291.06	2012	50	289.7	-	34	32	92	270	9.00
84H100	84	12	339.57	2012	50	338.2	-	34	32	92	318	10.00
96H100	96	7	388.08	2517	60	386.7	-	34	45	106	366	13.80
120H100	120	7	485.10	2517	60	483.7	-	34	45	106	462	22.00
1/2 Pitch Pulleys for 1 1/2" wide Belts. Ref. H150												
18H150	18	5F	72.77	1210	32	71.4	79	45	25	-	52	1.45
19H150	19	5F	76.81	1210	32	75.4	83	45	25	-	56	1.55
20H150	20	5F	80.55	1210	32	79.5	87	45	25	-	60	1.70
21H150	21	5F	84.89	1210	32	83.5	91	45	25	-	64	1.87
22H150	22	5F	88.94	1210	32	87.6	93	45	25	-	67	2.07
23H150	23	5F	92.98	1610	42	91.6	97	45	25	-	70	2.28
24H150	24	5F	97.02	1610	42	95.7	102	45	25	-	74	2.50
25H150	25	5F	101.06	1610	42	99.7	106	45	25	-	77	2.71
26H150	26	5F	105.11	1610	42	103.7	112	45	25	-	82	2.99
27H150	27	5F	109.15	1610	42	107.8	115	45	25	-	85	3.15
28H150	28	5F	113.19	1610	42	111.8	120	45	25	-	90	3.39
30H150	30	5F	121.28	1610	42	119.9	128	45	25	-	98	3.86
32H150	32	17F	129.36	1610	42	128.0	135	45	25	80	106	4.37
36H150	36	17F	145.53	1610	42	144.2	150	45	25	92	121	5.50
40H150	40	17F	161.70	1610	42	160.3	168	45	25	92	138	6.80
44H150	44	17F	177.87	2012	50	176.5	184	45	32	106	152	8.50
48H150	48	17F	194.04	2012	50	192.7	200	45	32	106	169	8.80
60H150	60	12	242.55	2012	50	241.2	-	46	32	92	223	9.00
72H150	72	12	291.06	2012	50	289.7	-	46	32	92	270	11.00
84H150	84	12	339.57	2012	50	338.2	-	46	32	92	320	13.00
96H150	96	7	388.08	2517	60	386.7	-	46	45	106	366	17.00
120H150	120	7	485.10	2517	60	483.7	-	46	45	106	462	25.00
1/2 Pitch Pulleys for 2" wide Belts. Ref. H200												
18H200	18	5F	72.77	1210	32	71.4	79	58	25	-	52	1.65
19H200	19	5F	76.81	1210	32	75.4	83	58	25	-	56	1.90
20H200	20	5F	80.55	1610	42	79.5	87	58	25	-	60	2.11
21H200	21	5F	84.89	1610	42	83.5	91	58	25	-	64	2.23
22H200	22	5F	88.94	1610	42	87.6	93	58	25	-	67	2.45
23H200	23	5F	92.98	1610	42	91.6	97	58	25	-	70	2.71
24H200	24	5F	97.02	1610	42	95.7	102	58	25	-	74	2.97
25H200	25	5F	101.06	1610	42	99.7	106	58	25	-	77	3.32
26H200	26	5F	105.11	1610	42	103.7	112	58	25	-	82	3.61
27H200	27	5F	109.15	1610	42	107.8	115	58	25	-	85	3.90
28H200	28	5F	113.19	1610	42	111.8	120	58	25	-	90	4.10
30H200	30	5F	121.28	1610	42	119.9	128	58	25	-	98	4.74
32H200	32	5F	129.36	2012	50	128.0	135	58	32	-	106	5.60
36H200	36	17F	145.53	2012	50	144.2	150	58	32	102	121	7.10
40H200	40	17F	161.70	2012	50	160.3	168	58	32	106	140	8.40
44H200	44	17F	177.87	2012	50	176.5	184	58	32	106	150	10.50
48H200	48	17F	194.04	2517	60	192.7	200	58	45	119	168	8.60
60H200	60	12	242.55	2517	60	241.2	-	60	45	119	223	11.00
72H200	72	12	291.06	2517	60	289.7	-	60	45	119	270	14.00
84H200	84	12	339.57	2517	60	338.2	-	60	45	119	318	15.00
96H200	96	12	388.08	2517	60	386.7	-	60	45	119	366	20.30
120H200	120	12	485.10	2517	60	483.7	-	60	45	119	462	28.00
1/2 Pitch Pulleys for 3" wide Belts. Ref. H300												
20H300	20	13F	80.55	1615	42	79.5	87	84	38	-	65	3.10
21H300	21	13F	84.89	1615	42	83.5	91	84	38	-	65	3.32
22H300	22	13F	88.94	1615	42	87.6	93	84	38	-	67	3.67
23H300	23	13F	92.98	1615	42	91.6	97	84	38	-	70	4.00
24H300	24	13F	97.02	1615	42	95.7	102	84	38	-	74	4.40
25H300	25	13F	101.06	1615	42	99.7	106	84	38	-	77	4.79
26H300	26	13F	105.11	1615	42	103.7	112	84	38	-	82	5.20
27H300	27	13F	109.15	2012	50	107.8	115	84	32	-	85	5.40
28H300	28	13F	113.19	2012	50	111.8	120	84	32	-	90	5.60
30H300	30	13F	121.28	2012	50	119.9	128	84	32	-	98	7.00
32H300	32	13F	129.36	2517	60	128.0	135	84	45	-	106	7.80
36H300	36	13F	145.53	2517	60	144.2	150	84	45	-	121	9.90
40H300	40	13F	161.70	2517	60	160.3	168	84	45	-	138	12.20
48H300	48	12F	194.04	2517	60	192.7	200	86	45	119	168	11.40
60H300	60	12	242.55	2517	60	241.2	-	86	45	119	223	13.30
72H300	72	12	291.06	2517	60	289.7	-	86	45	119	270	19.00
84H300	84	12	339.57	2517	60	338.2	-	86	45	119	318	27.00
96H300	96	12	388.08	3030	75	386.7	-	86	76	150	366	20.00
120H300	120	12	485.10	3030	75	483.7	-	86	76	150	462	33.00

Tel +44 121 360 0155

Fax +44 121 325 1079

Email sales@crossmorse.com

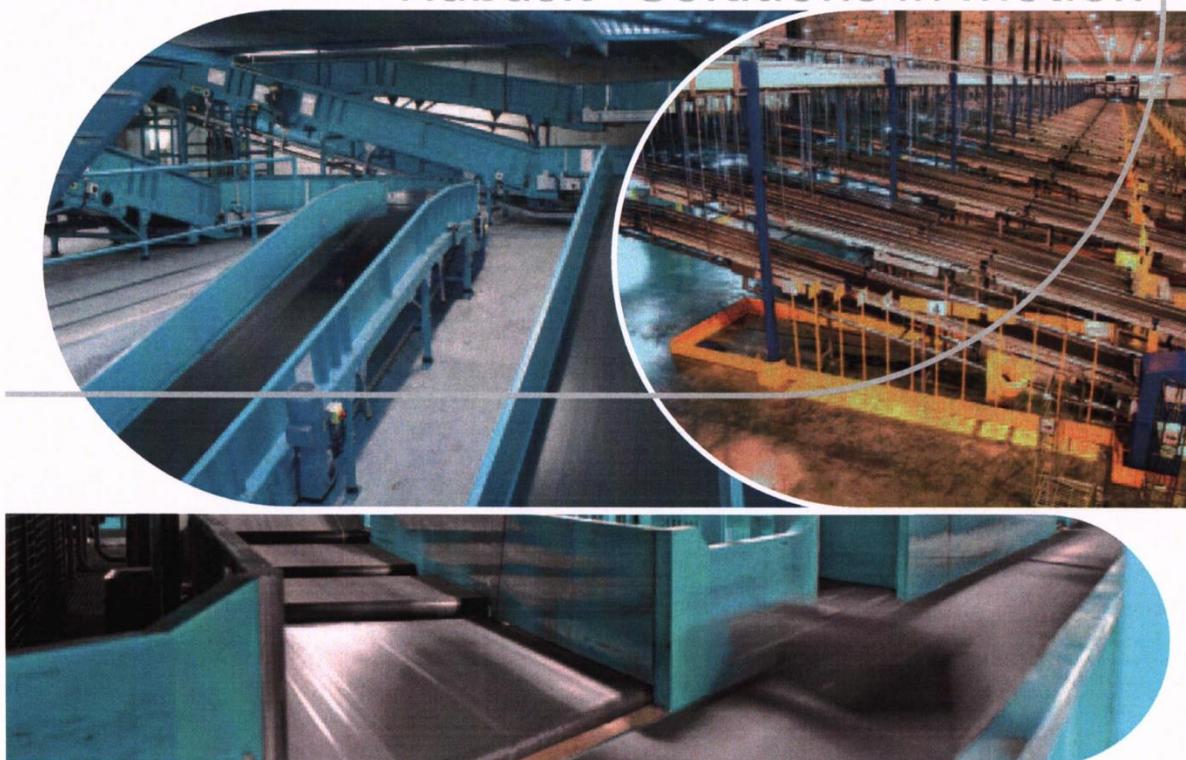


Materials Handling

Habasit Belts for

- Distribution/Warehousing
- General Conveying

Habasit – Solutions in motion



Introduction Contents

2

Materials Handling trends and requirements

At Habasit we focus all our efforts on the demands of our customers. The changes in the Materials Handling industry lead to a continuous increase of requirements, such as:

- Optimum system availability
- High reliability
- System speed
- Low noise operations
- Short turnaround time
- Highly automated systems
- Modular systems
- System flexibility

Dedicated to Materials Handling

In Materials Handling from storage and commissioning to sorting and general locomotion of goods, you will find Habasit belting solutions in virtually every belt application. Thanks to our highly qualified specialists, our specific industry know-how, and continuous research and development, Habasit is successful in providing a complete product range which suits the needs of the Materials Handling industry like:

- One stop shop
- Customized systems in modular design
- Reduced installation time
- Easy maintenance
- Endurance to operate around the clock
- Reduced down times
- Easy retrofitting

Contents	
Introduction	2-3
Sorting system overview (schematic)	4-5
Single application overview	6-7
Variety of product ranges	8a
Variety of surfaces/styles of fabric-based belts	8
Variety of surfaces/styles of plastic modular belts	9
Materials handling applications table/belt selection guide/key data	10-11
Part A: PVC coated belts	
Materials handling applications table/belt selection guide/key data	12-13
Part B: TPU coated belts, Nonwoven belts, Impregnated fabric belts, Rubber coated belts	
Materials handling applications table/belt selection guide/key data	14-15
Part C: Plastic modular belts, Power transmission belts, Round belts	
Features and benefits	16-23
Services (general services/customized services)	24-25
The Habasit Solution	27





Crossbelt sorter

Live roller conveyor

Tilt-tray sorter

Vertical sorter

Power turn

Round belt conveyor

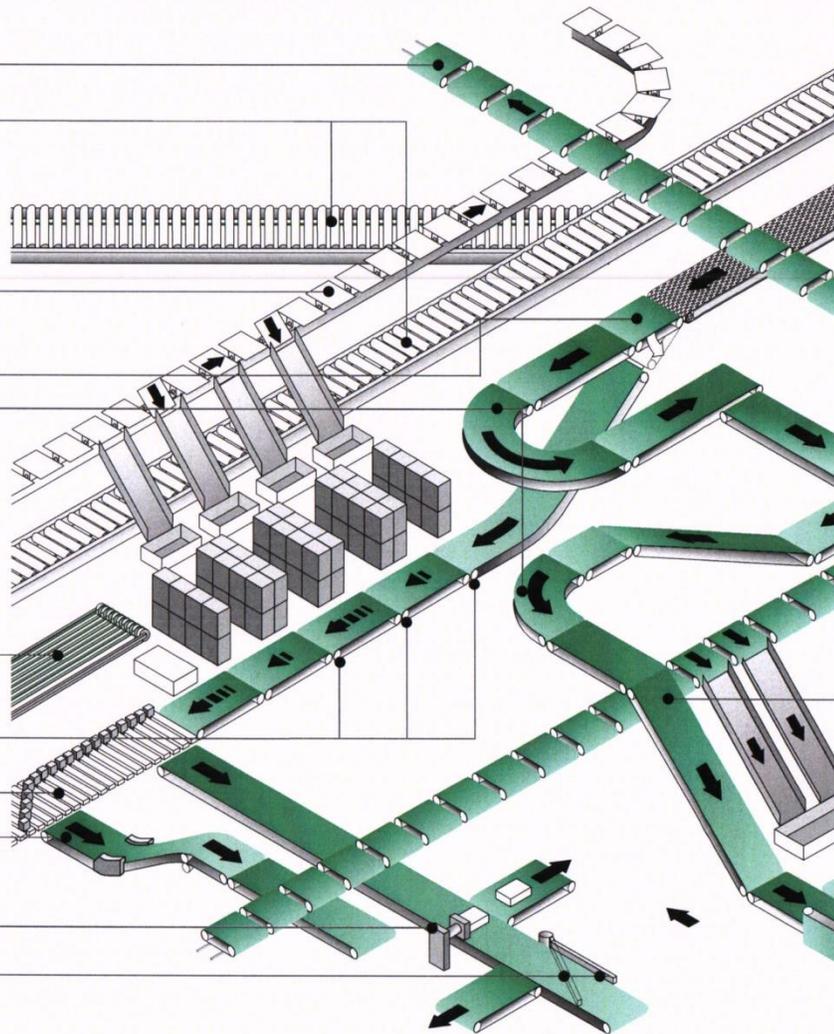
Gapping conveyors

Shoe sorter

Z-conveyor

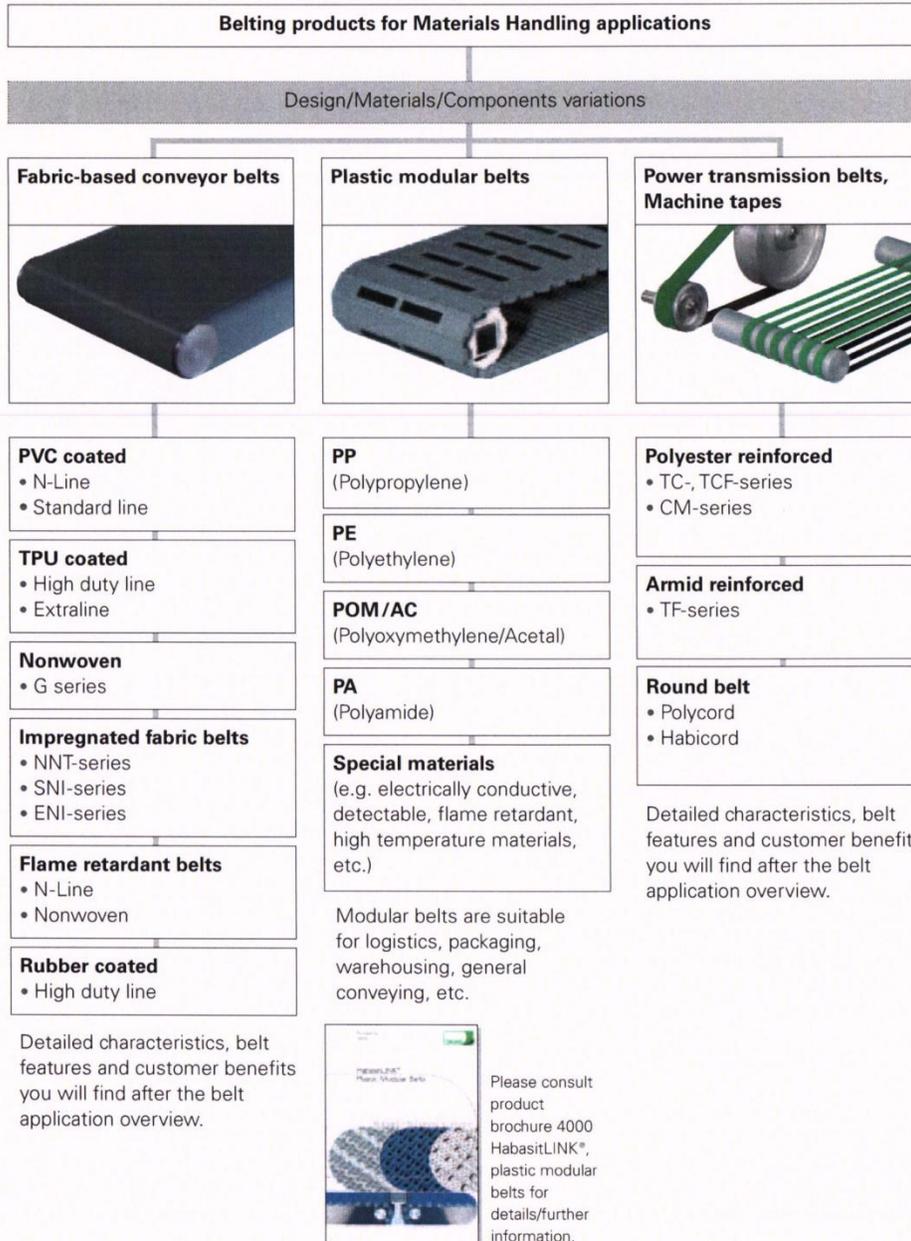
Pusher sorter

Paddle diverter



The right choice

Habasit has developed an extensive variety of solutions that allow customers to choose the best belting product for their specific application. Habasit is the only belt supplier who manufactures and offers the full package of fabric based belts and plastic modular belts.



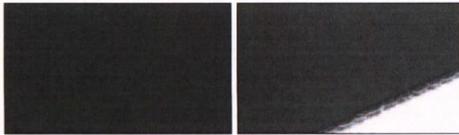
Klappseite 186mm gemäss Schnittzeichen

Variety of surfaces/styles of fabric-based belts (selection only)

Belt surface or style

To fulfill a specific application need, a process requirement or a defined function the belt surface/style or the material inherent properties play a key role. See following some of the variety of surfaces, styles and properties.

Pictures: Product view from top and bird's view (running direction from left to right).

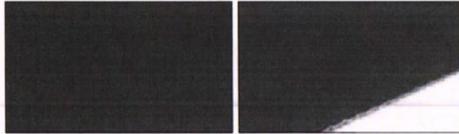


Blank smooth surface

Available properties: Adhesive, Medium adhesive, Super adhesive, Non-adhesive



Waffle structure (negative pyramid)



Super mat finish (sand finish)

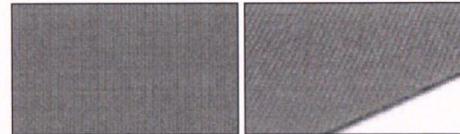
Available property: Non-adhesive



Quadrillé (quadrangular) structure



Longitudinal grooved structure



Impregnated fabric surface (fine or rough structure)



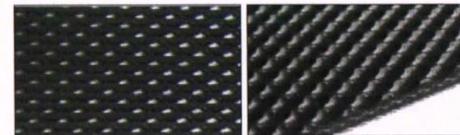
Jink wave (sine wave) grip structure



Nonwoven (fleece) structure



Grip structure



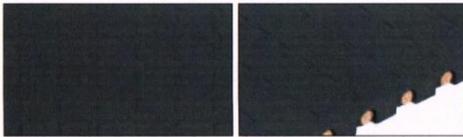
Elliptical smooth netting structure (either positive or negative)

Variety of surfaces/styles of plastic modular belts (selection only)

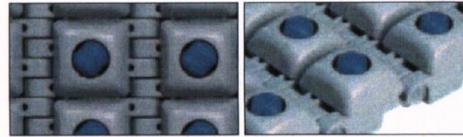
Belt surface or style

To fulfill a specific application need, a process requirement or a defined function the belt surface/style or the material inherent properties play a key role. See following some of the variety of surfaces, styles and properties.

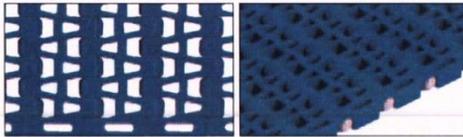
Pictures: Product view from top and bird's view (running direction from left to right)



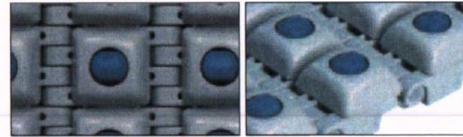
Flat Top
For straight conveying



Roller Top - 45°
For straight conveying/45° transfer/alignment/
centering



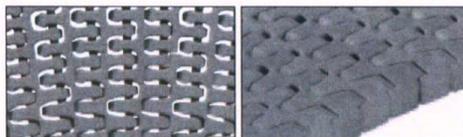
Flush Grid
For straight conveying, air flow/high air
permeability/excellent for cooling



Roller Top - 90°
For straight conveying/90° transfer
(transversal movement)



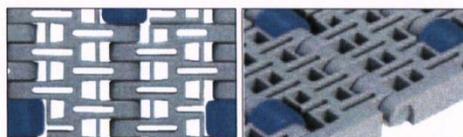
Radius Grip Top
For straight and radius conveying/inclined/
declined



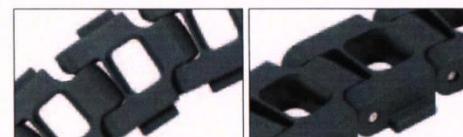
Standard and Tight Radius*
For straight and radius conveying. *Tight Radius
= 1.6 collapse factor requires 30% less space!



H-ChainLINK® Series: Knuckle Chain
For straight conveying/heavy duty



Roller Top
For straight conveying/accumulation/
separation



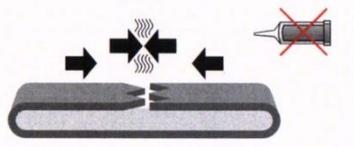
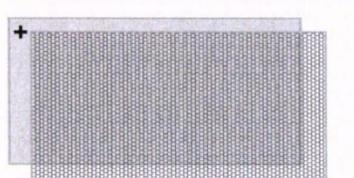
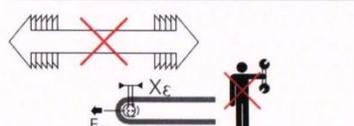
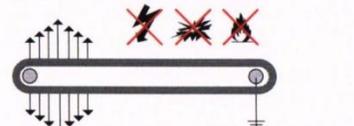
H-ChainLINK® Series: Knuckle Chain Radius
For straight and radius conveying, heavy duty

Features and benefits PVC coated belts

PVC coated fabric belts

Preferred solution for Materials Handling with excellent cost-value ratio for general conveying purposes.



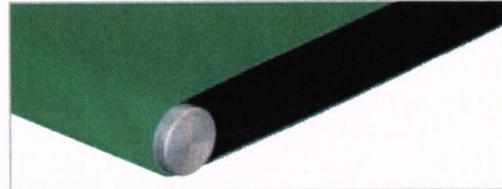
	Features	Benefits
	<ul style="list-style-type: none"> • A wide range of various surface types, structures and belt strengths 	<ul style="list-style-type: none"> → Right conveyor belt for a specific application → Cost "friendly" solutions
	<ul style="list-style-type: none"> • Longitudinal flexibility 	<ul style="list-style-type: none"> → Belt can cope with small pulley diameters, compact design → Long belt life
	<ul style="list-style-type: none"> • Simple and fast joining method (Flexproof) 	<ul style="list-style-type: none"> → Easy handling → Adhesive-free joint → Minimum equipment needed → Short machine downtimes
	<ul style="list-style-type: none"> • Flame retardant belts available (DIN 22103, ISO 340) 	<ul style="list-style-type: none"> → No spreading of fire to other buildings → Increased safety for people, buildings and installations
	<ul style="list-style-type: none"> • Impregnated fabric surface available 	<ul style="list-style-type: none"> → Constant low coefficient of friction over entire belt life → Wear resistant belt surface → Less soiling and maintenance → Long service life
	<ul style="list-style-type: none"> • Stable modulus of elasticity after running-in 	<ul style="list-style-type: none"> → No re-tensioning → No downtimes → No maintenance
	<ul style="list-style-type: none"> • Permanently antistatic belting available 	<ul style="list-style-type: none"> → No interference with electronic devices → Less dust and dirt attraction → Process reliability → Low maintenance cost

Features and benefits

TPU coated belts

TPU coated belts

Solution for high demanding applications, e.g. small pulleys and narrow transfer points, extreme temperatures, oily environment, applications which ask for cut and abrasion resistant surfaces.



	Features	Benefits
	<ul style="list-style-type: none"> • Calendered TPU coating • A wide range of various surface types and structures 	<ul style="list-style-type: none"> → Abrasion- and cut-resistant belt surface → Constant coefficient of friction over entire belt lifetime → Long belt life
	<ul style="list-style-type: none"> • Longitudinal flexibility 	<ul style="list-style-type: none"> → Belt can cope with small pulley diameters, compact design → Smooth and trouble-free product transfer → Low energy consumption
	<ul style="list-style-type: none"> • Excellent abrasion resistance • Constant coefficient of friction 	<ul style="list-style-type: none"> → Reliable conveying properties → No plasticizer migration → No marking of goods → Long belt life
	<ul style="list-style-type: none"> • Low temperature resistant 	<ul style="list-style-type: none"> → No cracking of belt surface → Remains flexible at low temperature → Long belt life
	<ul style="list-style-type: none"> • Stable modulus of elasticity after running-in 	<ul style="list-style-type: none"> → No re-tensioning → No downtimes → No maintenance
	<ul style="list-style-type: none"> • Light weight belt construction/ design for heavy duty 	<ul style="list-style-type: none"> → Low belt weight/mass → Suitable for high speeds and rapid acceleration → Low energy consumption
	<ul style="list-style-type: none"> • Permanently antistatic belting available 	<ul style="list-style-type: none"> → No interference with electronic devices → Less dust and dirt attraction → Process reliability → Low maintenance cost

Features and benefits

Nonwoven belts

Nonwoven belts

The nonwoven construction (polyester web/fleece PET) is particularly suitable for materials handling applications under rough and rugged conditions.



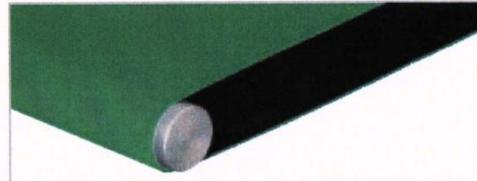
	Features	Benefits
	<ul style="list-style-type: none"> • Impact- and wear-resistant nonwoven design • Damping capability of belt 	<ul style="list-style-type: none"> → Durable and forgiving belt surface thanks to nonwoven construction → Excellent damper/buffer for conveyed goods thanks to thickness → Gentle, soft and safe handling of conveyed goods → Reduced cost for rejects → Extended belt service life
	<ul style="list-style-type: none"> • Superior edge fray resistance 	<ul style="list-style-type: none"> → No stringing or fraying of belt that runs against side of conveyor → Extended belt service life
	<ul style="list-style-type: none"> • Excellent flexibility in spite of greater thickness 	<ul style="list-style-type: none"> → Excellent ratio pulley diameter/belt thickness → Can handle relatively small pulley diameters → Lower power consumption
	<ul style="list-style-type: none"> • Low noise design 	<ul style="list-style-type: none"> → Substantially reduced noise on slider bed → Nonwoven inherent noise absorption capability → Comfortable working environment (e.g. public areas)
	<ul style="list-style-type: none"> • Good fastener retention 	<ul style="list-style-type: none"> → Highly appropriate for mechanical joining/lacing
	<ul style="list-style-type: none"> • Permanently antistatic belting available 	<ul style="list-style-type: none"> → No interference with electronic devices → Less dust and dirt attraction → Process reliability → Low maintenance cost

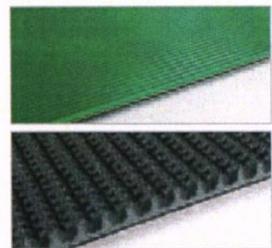
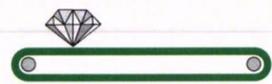
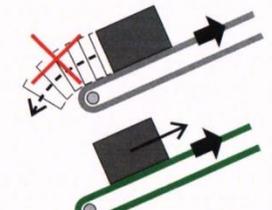
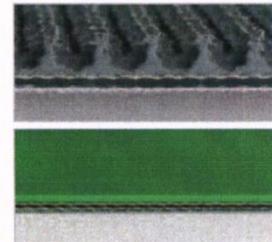
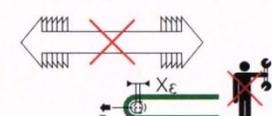
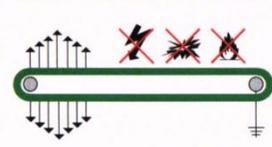
Features and benefits

Rubber coated belts

Rubber coated belts (EPDM)

The rubber (ethylene-propylene-terpolymer) coated belts ensure excellent grip and abrasion resistance. A superior belt performance is ensured where high friction and damping features are decisive. Rubber coated belts are suitable for inclined, declined and horizontal conveying, as well as for gapping, metering, singulation and acceleration applications.



	Features	Benefits
 	<ul style="list-style-type: none"> • High grip rubber (EPDM) 	<ul style="list-style-type: none"> → Constant coefficient of friction during entire lifetime of belt → Durable and abrasion resistant rubber belt surface → Reliable product flow in acceleration sections → Long service life
	<ul style="list-style-type: none"> • Incline/decline suitable 	<ul style="list-style-type: none"> → Reliable product flow in critical applications like inclines/declines → No jams, no downtimes
 <p>(cross-sectional view)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Rubber inherent damping capability 	<ul style="list-style-type: none"> → Gentle, soft and safe handling of conveyed goods → Reduced costs for rejects
	<ul style="list-style-type: none"> • Stable modulus of elasticity after running-in 	<ul style="list-style-type: none"> → Dimensional stability → No re-tensioning → No downtimes
	<ul style="list-style-type: none"> • Permanently antistatic 	<ul style="list-style-type: none"> → No interference with electronic devices → Less dust and dirt attraction → Process reliability → Low maintenance cost

Features and benefits

Plastic modular belts (contd.)



	Features	Benefits
	<ul style="list-style-type: none"> • Low temperature resistant material available (PE) 	<ul style="list-style-type: none"> → Suitable for cold store applications up to -70°C / -94°F → Multipurpose use
	<ul style="list-style-type: none"> • High temperature resistant material available (ST) 	<ul style="list-style-type: none"> → Suitable for warm/hot conditions without changing its features up to 240°C / 464°F → Ideal for shrink to wrap applications
	<ul style="list-style-type: none"> • Permanently antistatic belt material (+AS) and electrically conductive material (+EC) available 	<ul style="list-style-type: none"> → No interference with electronic devices → Less dust and dirt attraction → Process reliability → Low maintenance cost
	<ul style="list-style-type: none"> • Easy installation • Simple and fast assembling 	<ul style="list-style-type: none"> → Snap-in assembling method → Replacement of single belt modules → Easy repair
	<ul style="list-style-type: none"> • Nosebar construction suitable 	<ul style="list-style-type: none"> → Smooth transfer of small goods → Products remain perfectly oriented
	<ul style="list-style-type: none"> • Flame retardant modular belts (+FR) available (ISO 340, DIN 22103, DIN 4102, UL 94) 	<ul style="list-style-type: none"> → No spreading of fire to other buildings → Increased safety for people, buildings and installations

For New Technology Network

NTN®

NTNcorporation

Roulements à billes et à rouleaux



CAT. NO. **2202-VIII/F**

1. Classement et caractéristiques des roulements

1.1 Conception des roulements

La majorité des roulements sont composés d'une bague intérieure et d'une bague extérieure, d'éléments roulants (billes ou rouleaux), et d'une cage. Les éléments roulants situés entre les deux bagues du roulement sont maintenus à égale distance les uns des autres par la cage qui les guide et facilite leur rotation.

Chemin de roulement (bagues intérieure et extérieure) ou disque de chemin de roulement 1)

La surface sur laquelle roulent les éléments roulants est appelée « chemin de roulement ». Elle supporte les charges appliquées aux roulements.

En général, la bague intérieure est montée sur l'arbre et la bague extérieure dans le logement.

Note 1 : Le chemin de roulement d'une butée est appelé « disque de roulement », celui de la bague intérieure « disque de roulement de l'arbre » et celui de la bague extérieure « disque de roulement du logement ».

Éléments roulants

Les éléments roulants se divisent en deux catégories : les billes et les rouleaux. Les Rouleaux sont classés en fonction de leur forme, rouleaux cylindriques, rouleaux coniques, rouleaux sphériques ainsi que les aiguilles.

Le contact entre les éléments roulants et les bagues pour les roulements à billes est ponctuel alors que le contact pour les roulements à rouleaux est linéaire.

Les roulements sont conçus de telle manière que les éléments roulants effectuent simultanément une rotation autour de leur propre axe et autour de l'axe des pistes.

Cages

La cage ne supporte pas directement les efforts appliqués au roulement. Elle permet de maintenir les éléments roulants à égale distance les uns des autres tout en les retenant à l'intérieur du roulement. Les types de cage varient en fonction de leur fabrication (en tôle emboutie, usinée, massive acier ou laiton, polyamide injecté).

1.2 Classement des roulements

Les roulements sont classés en deux groupes : les roulements à billes et les roulements à rouleaux. Les roulements à billes sont classés en différentes catégories suivant la forme de leur bague (roulements à billes à gorge profonde, à contact oblique). Les roulements à rouleaux sont classés suivant la forme des rouleaux (roulements à rouleaux cylindriques, coniques, à rotule sur rouleaux, roulements à aiguilles).

Les roulements sont également répartis en roulements radiaux qui encaissent principalement des charges radiales et les butées pour les charges axiales.

Les roulements se subdivisent encore en d'autres catégories : simple, double, ou à quatre rangées d'éléments roulants, roulements à bagues séparables ou non.

De plus, il existe des roulements de fabrication spéciale pour des applications particulières telles que boîtes d'essieu (roulements RCT), roulements aéronautiques, ainsi que des guidages linéaires (guidages linéaires à billes, patins à rouleaux et patins de guidage). Les types de roulements sont donnés dans la figure 1.2.

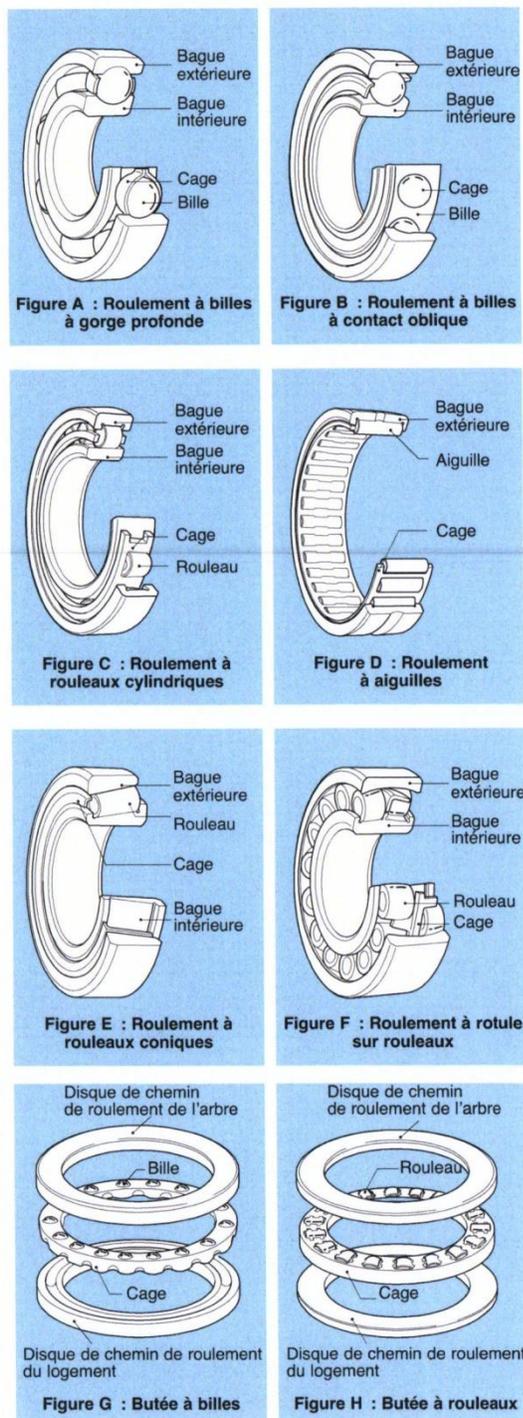


Figure 1.1 : Roulements

15. Montage et démontage

Les roulements sont des pièces de précision fabriquées avec soin, il faut donc les manipuler avec précaution.

La pénétration des particules étrangères, d'humidité, ainsi que tous les chocs doivent être évités.

15.1 Stockage

Les roulements neufs sont protégés contre la corrosion et sont emballés de façon étanche. Il faut les stocker sur un rayonnage propre dans un local sec, à température ambiante et où le taux d'hygrométrie doit être inférieur à 60%. Dans ces conditions, leur utilisation reste possible pendant de nombreuses années.

15.2 Montage des roulements



Le montage des roulements sur l'arbre et dans le logement à l'aide de coups portés sur les bagues est à proscrire. (Voir figure 15.1). **Les efforts de montage doivent être répartis sur l'ensemble de la circonférence de la bague.** Lorsqu'on procède simultanément au montage d'un roulement sur l'arbre et dans le logement, il ne faut pas transmettre l'effort par l'intermédiaire des corps roulants afin d'éviter le marquage des pistes. (Voir figure 15.2)

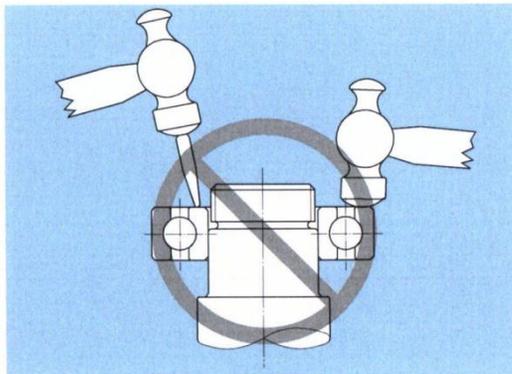


Figure 15.1

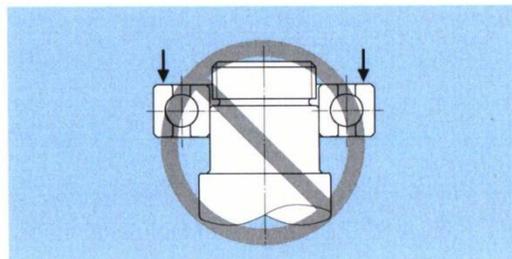


Figure 15.2

15.2.1 Préparatifs pour le montage des roulements

Lors du montage d'un roulement, l'aire de travail doit être propre et sèche. Avant le montage, pollution, bavures, copeaux, etc. doivent être complètement ôtés des surfaces d'arbre et de logement. Les roulements miniatures doivent être montés en salle blanche si possible.

De plus, il faut vérifier les tolérances dimensionnelles et de profil, ainsi que la rugosité de surface.

Les roulements doivent être laissés dans leur emballage d'origine jusqu'au moment de leur montage. Si on utilise des roulements avec une lubrification à la graisse, il faut les monter sans enlever le produit anti-corrosion. Si on utilise des roulements avec une lubrification à l'huile, ou si la lubrification est altérée par un mélange de graisse et de produit anti-corrosion, il faut monter le roulement après avoir enlevé entièrement le produit anti-corrosion à l'aide d'un produit de nettoyage adapté. Si l'emballage a été endommagé, il faut laver et sécher le roulement. **Il ne faut jamais laver les roulements protégés et étanches.**

15.2.2 Montage des roulements à alésage cylindrique

Le montage des bagues intérieures de petits et moyens roulements standard peut se faire sans chauffage, comme le montre la figure 15.3. L'utilisation d'une presse mécanique ou hydraulique est conseillée mais à défaut, l'utilisation d'un marteau est possible.

Pour le montage d'un roulement non-démontable à la fois sur l'arbre et dans le logement, il est conseillé d'utiliser une rondelle qui permet de répartir également les efforts sur les bagues, comme le montre la figure 15.4. Pour le montage de gros roulements ou en cas de serrage important sur l'arbre, on procédera au montage avec chauffage. La différence de température nécessaire entre l'arbre et le roulement dépend des ajustements. La figure 15.5 montre la relation entre la dilatation thermique, la différence de température et le serrage maxi pour l'ajustement considéré.

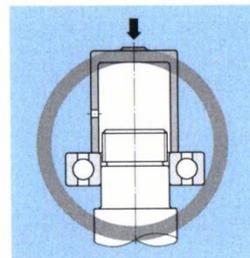


Figure 15.3 : Montage avec appui sur la bague intérieure

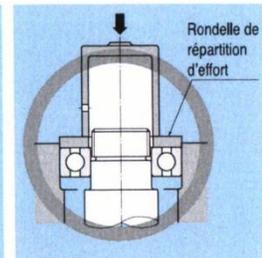


Figure 15.4 : Montage avec appui sur les deux bagues simultanément

Tableau 15.1 : Déplacement axial et réduction du jeu des roulements à rotule sur rouleaux à alésage conique.

Unité : mm

Cote nominale de l'alésage du roulement d		Réduction du jeu radial		Déplacement axial				Jeu radial minimum après montage		
Au-dessus de	Jusqu'à	Min	Max	Conicité 1 : 12		Conicité 1 : 30		CN	C3	C4
				Min	Max	Min	Max			
30	40	0.02	0.025	0.35	0.4	—	—	0.015	0.025	0.04
40	50	0.025	0.03	0.4	0.45	—	—	0.02	0.03	0.05
50	65	0.03	0.035	0.45	0.6	—	—	0.025	0.035	0.055
65	80	0.04	0.045	0.6	0.7	—	—	0.025	0.04	0.07
80	100	0.045	0.055	0.7	0.8	1.75	2.25	0.035	0.05	0.08
100	120	0.05	0.06	0.75	0.9	1.9	2.25	0.05	0.065	0.1
120	140	0.065	0.075	1.1	1.2	2.75	3	0.055	0.08	0.11
140	160	0.075	0.09	1.2	1.4	3	3.75	0.055	0.09	0.13
160	180	0.08	0.1	1.3	1.6	3.25	4	0.06	0.1	0.15
180	200	0.09	0.11	1.4	1.7	3.5	4.25	0.07	0.1	0.16
200	225	0.1	0.12	1.6	1.9	4	4.75	0.08	0.12	0.18
225	250	0.11	0.13	1.7	2	4.25	5	0.09	0.13	0.2
250	280	0.12	0.15	1.9	2.4	4.75	6	0.1	0.14	0.22
280	315	0.13	0.16	2	2.5	5	6.25	0.11	0.15	0.24
315	355	0.15	0.18	2.4	2.8	6	7	0.12	0.17	0.26
355	400	0.17	0.21	2.6	3.3	6.5	8.25	0.13	0.19	0.29
400	450	0.2	0.24	3.1	3.7	7.75	9.25	0.13	0.2	0.31
450	500	0.21	0.26	3.3	4	8.25	10	0.16	0.23	0.35
500	560	0.24	0.3	3.7	4.6	9.25	11.5	0.17	0.25	0.36
560	630	0.26	0.33	4	5.1	10	12.5	0.2	0.29	0.41
630	710	0.3	0.37	4.6	5.7	11.5	14.5	0.21	0.31	0.45
710	800	0.34	0.43	5.3	6.7	13.3	16.5	0.23	0.35	0.51
800	900	0.37	0.47	5.7	7.3	14.3	18.5	0.27	0.39	0.57
900	1,000	0.41	0.53	6.3	8.2	15.8	20.5	0.3	0.43	0.64
1,000	1,120	0.45	0.58	6.8	8.7	17	22.5	0.32	0.48	0.7
1,120	1,250	0.49	0.63	7.4	9.4	18.5	24.5	0.34	0.54	0.77

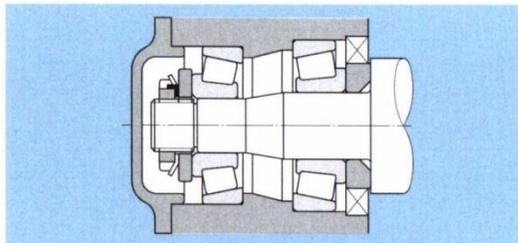


Figure 15.12 : Ajustement du jeu axial interne

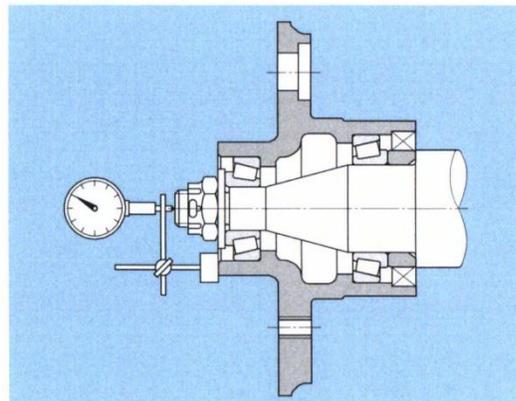


Figure 15.13 : Mesure de l'ajustement du jeu axial interne

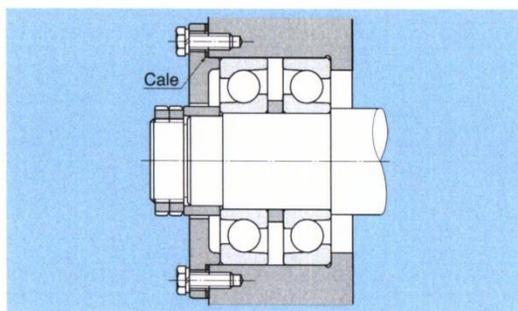


Figure 15.14 : Ajustement du jeu interne à l'aide de cales

A-91

15.4 Essais après montage

Afin de vérifier le montage des roulements, il est nécessaire d'effectuer des essais en rotation. L'arbre ou le logement doit d'abord être mis en rotation à la main. Si cette opération ne révèle aucune anomalie, on peut démarrer à faible vitesse sans charge et **élever la vitesse progressivement jusqu'à la valeur nominale.**

Une rotation irrégulière, des claquements, des craquements, des chocs, ou une élévation de température sont les signes d'une anomalie. Il faut alors immédiatement stopper la rotation et rechercher les origines du problème.

Le niveau sonore et les vibrations peuvent être contrôlés en plaçant un stéthoscope sur le roulement ou le logement. Le bruit typique d'un roulement fonctionnant normalement est un ronronnement. Tout bruit métallique ou irrégulier du roulement révèle une défaillance quelconque. Dans ce cas, la cause éventuelle de cette défaillance peut être déterminée en mesurant l'amplitude des vibrations et la fréquence à l'aide d'analyseurs de fréquence.

L'élévation de la température du roulement peut être mesurée sur le logement, mais une meilleure précision est obtenue en prenant la température sur la bague extérieure.

L'élévation de température doit être régulière jusqu'à la stabilisation. Une élévation de température rapide ou continue, ou une température anormalement élevée révèle une défaillance. Dans ce cas, un contrôle minutieux est nécessaire.

15.5 Démontage du roulement

Lors des travaux d'entretien périodiques, il est parfois nécessaire de procéder au démontage des roulements. Lorsque les roulements doivent être réutilisés, la conception de l'arbre et du logement doit permettre un démontage non destructif. L'emploi d'outils adaptés est essentiel. Si l'une ou l'autre bague est montée serrée dans le logement ou sur l'arbre, l'effort d'extraction doit toujours être appliqué sur la bague en question. **En aucun cas, l'effort d'extraction ne doit être transmis par les corps roulants et ce, afin de ne pas endommager les pistes des bagues ainsi que les surfaces des corps roulants.**

15.5.1 Démontage des roulements à alésage cylindrique

Les bagues intérieures des petits roulements peuvent être démontées à l'aide d'une presse ou d'un extracteur comme indiqué sur les **figures 15.15 a) et b) et 15.16.**

Afin de faciliter le démontage et d'éviter la destruction du roulement, la présence de dégagements au niveau de l'arbre et du logement est idéale (voir **figures 15.17 et 15.18**). La présence d'un taraudage au niveau des logements facilite également le démontage (voir **figure 15.19**).

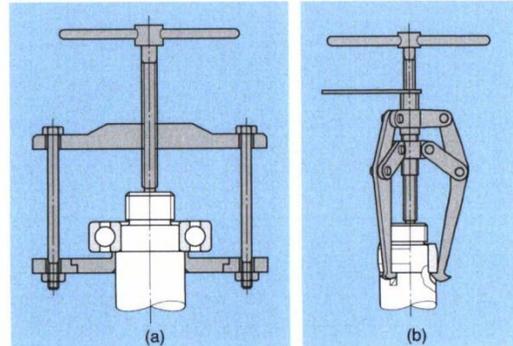


Figure 15.15 : Démontage à l'aide d'un extracteur

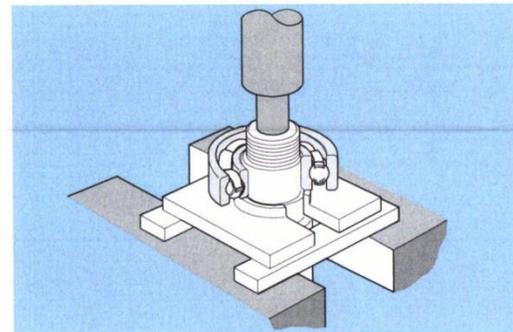


Figure 15.16 : Démontage à l'aide d'une presse

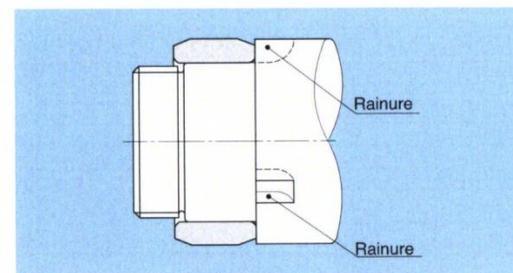


Figure 15.17 : Dégagements pour l'extraction

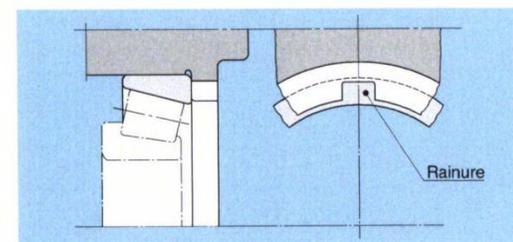
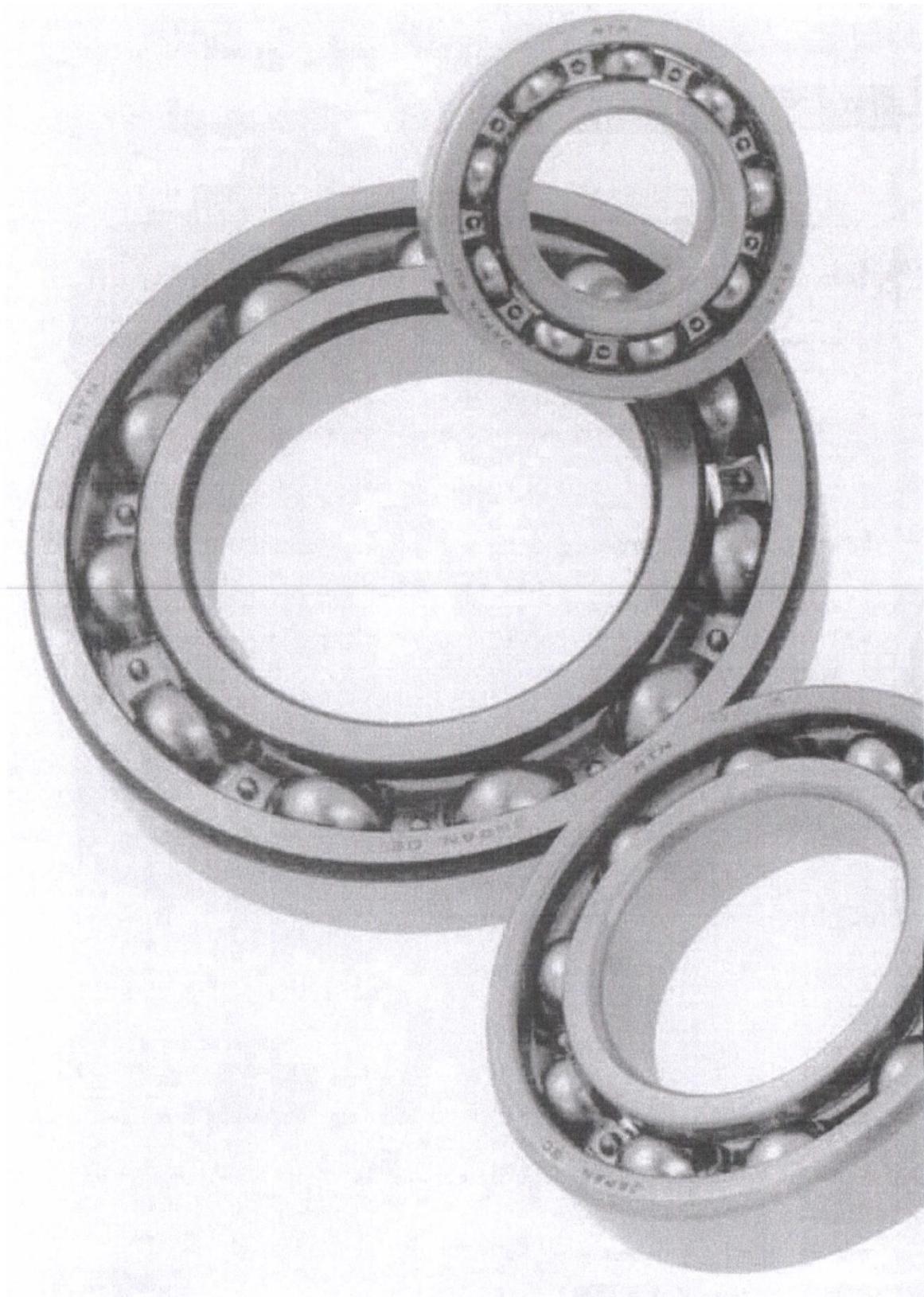
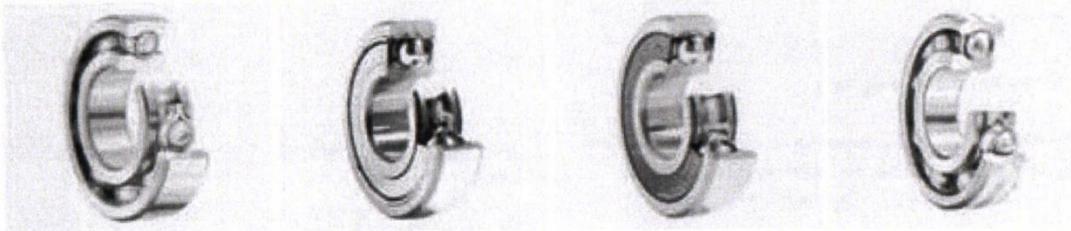


Figure 15.18 : Dégagements pour le démontage des bagues extérieures





1. Conception et caractéristiques

Les roulements rigides à une rangée de billes sont très largement utilisés. Leurs pistes se composent d'une gorge profonde, ce qui les rend aptes à supporter des charges radiales ou des charges radiales et axiales combinées dans les deux directions. Leur construction simple permet un usage précis sur des tolérances serrées et les rend particulièrement adaptées aux vitesses de rotation élevées.

Les roulements protégés et étanches, ainsi que les roulements avec segment d'arrêt permettent une construction simple des logements au moindre coût.

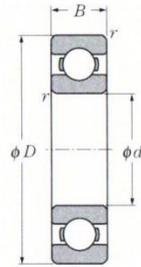
Le **tableau 1** présente la conception et les caractéristiques des divers roulements rigides à billes.

Tableau 1 : Roulements billes étanches : conception et caractéristiques

Type	Protégé		Étanche		
	Sans contact, type ZZ	Sans contact, type LLB	Avec contact, type LLU	Faible couple, type LLH	
Conception					
	<ul style="list-style-type: none"> La bague extérieure de ces roulements est équipée de flasques métalliques; la bague intérieure est équipée de rainures en forme de V et le jeu avec le flasque crée un effet labyrinthe. 	<ul style="list-style-type: none"> La bague extérieure est équipée d'une joint en caoutchouc comportant un renfort en acier; sa lèvre forme un labyrinthe avec la rainure en V de la bague intérieure. 	<ul style="list-style-type: none"> La bague extérieure est équipée d'une joint en caoutchouc comportant un renfort en acier; les lèvres frottent sur la bague intérieure. 	<ul style="list-style-type: none"> La conception de base est la même que pour le type LU, mais le dessin des lèvres est optimisé pour réduire le couple résistant. 	
Comparaison des performances	Couple	Faible	Faible	Relativement élevé	Moyen
	Étanchéité à la poussière	Très bonne	Meilleure que le type ZZ	Excellente	Beaucoup mieux que le type LLB
	Étanchéité l'eau	Mauvaise	Mauvaise	Très bonne	Très bonne
	Vitesse limite	Identique au type ouvert	Identique au type ouvert	Limitée par les étanchéités de contact	Meilleure que le type LLU
	Gamme de température ①	Dépend du lubrifiant	-25°C ~ 120°C	-25°C ~ 110°C	-25°C ~ 120°C

① Veuillez consulter NTN pour des applications avec des températures supérieures à celles données ci-dessus.

Note : Ce tableau donne les caractéristiques des roulements à double protection ou à double étanchéité, mais des roulements à une étanchéité (LB, LU, LH) ou à une protection (Z) sont également disponibles. Pour ce type de roulements (à une seul joint), il faut utiliser une lubrification à la graisse.



Ouvert



Deux défecteurs (ZZ)



Deux joints sans contact (LLB, LLF)



Deux joints à faible couple (LLH)

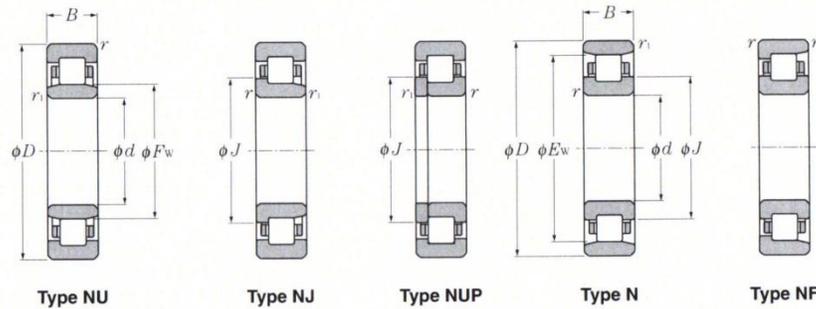


Deux joints frottants (LLU)

d 10 ~ 20mm

d	Dimensions				Charge de base				Facteur	Vitesse limite				Désignation					
	mm				kN		kgf			f _s	min ⁻¹								
	D	B	r _{s min} ¹⁾	r _{NS min}	C _r	C _{or}	C _i	C _{or}	graisse ouvert		huile ouvert	ZZ	LLB	LLH	LLU	ouvert	deux défecteur	joints sans contact	joint à faible couple
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	—	—
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	—	—
35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	—	—	
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—	
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	—	—
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	—	—
37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	—	—	
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—	
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	—	—
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	—	—
42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	—	—	
17	23	4	0.2	—	1.00	0.660	102	67	16.3	5 000	6 700	—	—	6703	—	LLF	—	—	—
	26	5	0.3	—	2.23	1.46	227	149	16.1	24 000	28 000	—	15 000	6803	ZZ	LLB	—	—	LLU
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	475	263	14.7	22 000	26 000	—	14 000	6903	ZZ	LLB	—	—	LLU
	35	8	0.3	—	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	—	—	16003	—	—	—	—	
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	16 000	14 000	6003	ZZ	LLB	LLH	—	—
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	980	465	12.8	18 000	21 000	15 000	12 000	6203	ZZ	LLB	LLH	—	—
	47	14	1	0.5	13.5	6.55	1 380	665	12.2	16 000	19 000	14 000	11 000	6303	ZZ	LLB	LLH	—	—
62	17	1.1	—	22.7	10.8	2 320	1 100	11.1	14 000	16 000	—	—	6403	—	—	—	—	—	
20	27	4	0.2	—	1.04	0.730	106	74	16.1	5 000	5 700	—	—	6704	—	LLF	—	—	—
	32	7	0.3	0.3	4.00	2.47	410	252	15.5	21 000	25 000	—	13 000	6804	ZZ	LLB	—	—	LLU
	37	9	0.3	0.3	6.40	3.70	650	375	14.7	19 000	23 000	—	12 000	6904	ZZ	LLB	—	—	LLU
	42	8	0.3	—	7.90	4.50	810	455	14.5	18 000	21 000	—	—	16004	—	—	—	—	
	42	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	18 000	21 000	13 000	11 000	6004	ZZ	LLB	LLH	—	—
	47	14	1	0.5	12.8	6.65	1 310	680	13.2	16 000	18 000	12 000	10 000	6204	ZZ	LLB	LLH	—	—
52	15	1.1	0.5	15.9	7.90	1 620	805	12.4	14 000	17 000	12 000	10 000	6304	ZZ	LLB	LLH	—	—	

1) Dimension min. admise pour la valeur du chanfrein r.



d 20 ~ 40mm

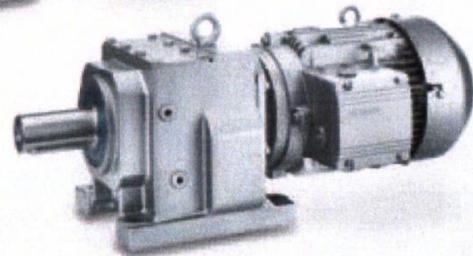
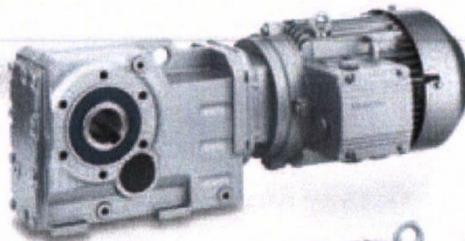
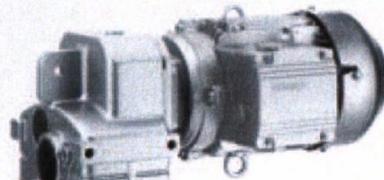
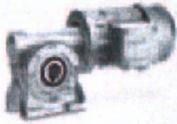
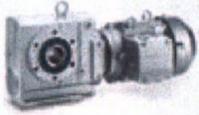


d	Dimensions				Charge de base				Vitesse limite ¹⁾		Désignation ²⁾			
	D	B	r _{s min} ³⁾	r _{1 s min} ³⁾	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}	min ⁻¹		type NU	type NJ	type NUP	type N
	mm	mm			kN		kgf		graisse	huile				
20	47	14	1	0.6	25.7	22.6	2 620	2 310	15 000	18 000	NU204E	NJ	NUP	—
	47	18	1	0.6	30.5	28.3	3 100	2 890	14 000	16 000	NU2204E	NJ	NUP	—
	52	15	1.1	0.6	31.5	26.9	3 200	2 740	13 000	15 000	NU304E	NJ	NUP	—
	52	21	1.1	0.6	42.0	39.0	4 300	3 950	12 000	14 000	NU2304E	NJ	NUP	—
25	47	12	0.6	0.3	15.1	14.1	1 540	1 430	16 000	19 000	NU1005	NJ	NUP	N
	52	15	1	0.6	29.3	27.7	2 990	2 830	13 000	15 000	NU205E	NJ	NUP	—
	52	18	1	0.6	35.0	34.5	3 550	3 550	11 000	13 000	NU2205E	NJ	NUP	—
	62	17	1.1	1.1	41.5	37.5	4 250	3 800	11 000	13 000	NU305E	NJ	NUP	—
	62	24	1.1	1.1	57.0	56.0	5 800	5 700	9 700	11 000	NU2305E	NJ	NUP	—
	80	21	1.5	1.5	46.5	40.0	4 750	4 050	8 500	10 000	NU405	NJ	NUP	N
30	55	13	1	0.6	19.7	19.6	2 000	2 000	14 000	16 000	NU1006	NJ	NUP	N
	62	16	1	0.6	39.0	37.5	4 000	3 800	11 000	13 000	NU206E	NJ	NUP	—
	62	20	1	0.6	49.0	50.0	5 000	5 100	9 700	11 000	NU2206E	NJ	NUP	—
	72	19	1.1	1.1	53.0	50.0	5 400	5 100	9 300	11 000	NU306E	NJ	NUP	—
	72	27	1.1	1.1	74.5	77.5	7 600	7 900	8 300	9 700	NU2306E	NJ	NUP	—
	90	23	1.5	1.5	62.5	55.0	6 400	5 600	7 300	8 500	NU406	NJ	NUP	N
35	62	14	1	0.6	22.6	23.2	2 310	2 360	12 000	15 000	NU1007	NJ	NUP	N
	72	17	1.1	0.6	50.5	50.0	5 150	5 100	9 500	11 000	NU207E	NJ	NUP	—
	72	23	1.1	0.6	61.5	65.5	6 300	6 650	8 500	10 000	NU2207E	NJ	NUP	—
	80	21	1.5	1.1	71.0	71.0	7 200	7 200	8 100	9 600	NU307E	NJ	NUP	—
	80	31	1.5	1.1	99.0	109	10 100	11 100	7 200	8 500	NU2307E	NJ	NUP	—
	100	25	1.5	1.5	75.5	69.0	7 700	7 050	6 400	7 500	NU407	NJ	NUP	N
40	68	15	1	0.6	27.3	29.0	2 780	2 950	11 000	13 000	NU1008	NJ	NUP	N
	80	18	1.1	1.1	43.5	43.0	4 450	4 350	9 400	11 000	NU208	NJ	NUP	N
	80	18	1.1	1.1	55.5	55.5	5 700	5 650	8 500	10 000	NU208E	NJ	NUP	—
	80	23	1.1	1.1	58.0	62.0	5 950	6 300	8 500	10 000	NU2208	NJ	NUP	N
	80	23	1.1	1.1	72.5	77.5	7 400	7 900	7 600	8 900	NU2208E	NJ	NUP	—
	90	23	1.5	1.5	58.5	57.0	6 000	5 800	8 000	9 400	NU308	NJ	NUP	N
	90	23	1.5	1.5	83.0	81.5	8 500	8 300	7 200	8 500	NU308E	NJ	NUP	—
	90	33	1.5	1.5	82.5	88.0	8 400	8 950	7 000	8 200	NU2308	NJ	NUP	N
	90	33	1.5	1.5	114	122	11 600	12 500	6 400	7 500	NU2308E	NJ	NUP	—
	110	27	2	2	95.5	89.0	9 750	9 100	5 700	6 700	NU408	NJ	NUP	N

1) Valable pour les roulements à cage massive ; pour les cages en tôle, réduire la valeur de 20%.
 2) Production en type E lorsque le type standard n'existe pas
 3) Rayon min. admis r ou r₁ de l'arrondi.

MOTOX Motoréducteurs

Catalogue D 87.1 · 2008



MOTOX

SIEMENS

Motorréducteurs

Introduction

Guide de sélection et de commande des motorréducteurs

1

Description de la gamme des motorréducteurs (suite)



Motorréducteur coaxial D/Z

Motorréducteurs et réducteurs coaxiaux

Couple	20 000 Nm
Puissance (50 Hz)	200 kW
(60 Hz)	240 kW
Vitesse de sortie (50 Hz)	0,05 ... 1088 tr/min
(60 Hz)	0,06 ... 1306 tr/min



Motorréducteur à arbres parallèles

Motorréducteurs et réducteurs à arbres parallèles

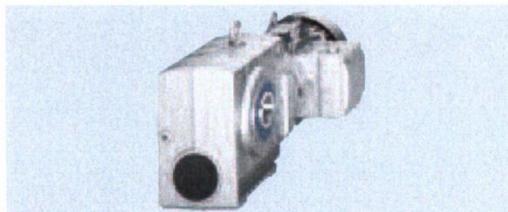
Couple	20 000 Nm
Puissance (50 Hz)	200 kW
(60 Hz)	240 kW
Vitesse de sortie (50 Hz)	0,05 ... 365 tr/min
(60 Hz)	0,06 ... 440 tr/min



Motorréducteur à engrenages cylindro-coniques

Motorréducteurs et réducteurs à engrenages cylindro-coniques

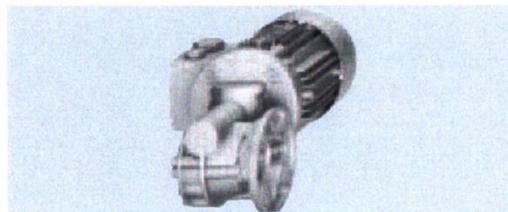
Couple	20 000 Nm
Puissance (50 Hz)	200 kW
(60 Hz)	240 kW
Vitesse de sortie (50 Hz)	0,05 ... 306 tr/min
(60 Hz)	0,06 ... 367 tr/min



Motorréducteur à engrenages cylindriques et vis sans fin

Motorréducteurs et réducteurs à engrenages cylindriques et vis sans fin

Couple	1590 Nm
Puissance (50 Hz)	9,2 kW
(60 Hz)	11 kW
Vitesse de sortie (50 Hz)	0,05 ... 148 tr/min
(60 Hz)	0,05 ... 178 tr/min



Motorréducteur à roue et vis sans fin

Motorréducteurs et réducteurs à roue et vis sans fin

Couple	224 Nm
Puissance (50 Hz)	1,5 kW
(60 Hz)	1,8 kW
Vitesse de sortie (50 Hz)	14 ... 201 tr/min
(60 Hz)	17 ... 241 tr/min

Motoréducteurs

Motoréducteurs à arbres parallèles

Motoréducteurs jusqu'à 200 kW

Sélection et références de commande (suite)

Puissance P_{Moteur} kW	Vitesse de sortie		Couple de sortie T_2 Nm	Facteur de service f_B	Rapport du réducteur i_{tot}	Numéro de référence	Réf. abrégée (N° de pôles)	Poids ^{*)} kg
	n_2 (50 Hz) tr/min	n_2 (60 Hz) tr/min						
0,12 (50 Hz)	FD.68B-Z28-LA71B4							
0,14 (60 Hz)	1,5	1,8	538	1,9	942	★ 2KJ1417 - ■CB13 - ■■L1		43
	FD.68B-LA71MB8							
	2,2	2,6	526	1,9	296,18	★ 2KJ1403 - ■CF13 - ■■S1	P02	43
	FD.48B-Z28-LA71B4							
	1,3	1,6	614	0,88	1 076	★ 2KJ1413 - ■CB13 - ■■N1		29
	1,4	1,7	557	0,97	976	2KJ1413 - ■CB13 - ■■M1		29
	1,6	1,9	507	1,1	888	★ 2KJ1413 - ■CB13 - ■■L1		29
	1,8	2,2	448	1,2	785	2KJ1413 - ■CB13 - ■■K1		29
	1,9	2,3	414	1,3	725	★ 2KJ1413 - ■CB13 - ■■J1		29
	2,2	2,6	356	1,5	624	2KJ1413 - ■CB13 - ■■H1		29
	FD.48B-LA71MB8							
	2,4	2,9	478	1,1	268,80	★ 2KJ1402 - ■CF13 - ■■S1	P02	27
	2,7	3,2	424	1,3	238,65	2KJ1402 - ■CF13 - ■■R1	P02	27
	3,1	3,7	372	1,5	209,23	★ 2KJ1402 - ■CF13 - ■■Q1	P02	27
	FD.48B-LA71C6							
	3,2	3,8	358	1,5	268,80	★ 2KJ1402 - ■CC13 - ■■S1	P01	27
	3,6	4,3	318	1,7	238,65	2KJ1402 - ■CC13 - ■■R1	P01	27
	4,1	4,9	279	1,9	209,23	★ 2KJ1402 - ■CC13 - ■■Q1	P01	27
	FZ.38B-Z28-LA71B4							
	2,4	2,9	339	0,86	587	2KJ1313 - ■CB13 - ■■G1		22
	FD.38B-LA71C6							
	3,6	4,3	322	0,9	241,91	★ 2KJ1401 - ■CC13 - ■■M1	P01	20
	4,1	4,9	277	1,0	207,83	2KJ1401 - ■CC13 - ■■L1	P01	20
	4,5	5,4	255	1,1	191,34	★ 2KJ1401 - ■CC13 - ■■K1	P01	20
	FD.38B-LA71B4							
	5,0	6,0	230	1,3	280,41	2KJ1401 - ■CB13 - ■■N1		20
	5,8	7,0	198	1,5	241,91	★ 2KJ1401 - ■CB13 - ■■M1		20
	6,7	8,0	170	1,7	207,83	2KJ1401 - ■CB13 - ■■L1		20
	7,3	8,8	157	1,9	191,34	★ 2KJ1401 - ■CB13 - ■■K1		20
	8,0	9,6	142	2,0	173,94	2KJ1401 - ■CB13 - ■■J1		20
	FD.28-LA71B4							
	6,7	8,0	170	0,88	207,53	2KJ1400 - ■CB13 - ■■L1		11
	7,3	8,8	156	0,96	191,06	★ 2KJ1400 - ■CB13 - ■■K1		11
	8,1	9,7	142	1,1	173,69	2KJ1400 - ■CB13 - ■■J1		11
	9,1	10,9	126	1,2	153,74	★ 2KJ1400 - ■CB13 - ■■H1		11
	10,9	13,1	105	1,4	128,77	2KJ1400 - ■CB13 - ■■G1		11
	12,8	15,4	90	1,7	109,79	★ 2KJ1400 - ■CB13 - ■■F1		11
	15,0	18	76	2,0	93,32	★ 2KJ1400 - ■CB13 - ■■E1		11
	17,3	21	66	2,3	81,10	2KJ1400 - ■CB13 - ■■D1		11
	19,8	24	58	2,6	70,59	★ 2KJ1400 - ■CB13 - ■■C1		11
	22	26	52	2,9	63,68	2KJ1400 - ■CB13 - ■■B1		11
	25	30	46	3,3	56,20	2KJ1400 - ■CB13 - ■■A1		11

★ Rapport préférentiel

Exécutions des arbres voir page 3/83

Fréquence et tension voir page 8/18

Forme de construction du carter du réducteur voir page 3/80

*) pour la forme de construction B3

1, 2, 3, 5, 6 ou 9

1 à 9

A, D, E, F, H ou M

Motoréducteurs Motoréducteurs à arbres parallèles

Motoréducteurs jusqu'à 200 kW

Sélection et références de commande (suite)

Puissance P_{Moteur} kW	Vitesse de sortie		Couple de sortie T_2 Nm	Facteur de service f_B	Rapport du réducteur i_{tot}	Numéro de référence	Réf. abrégée (N° de pôles)	Poids *) kg
	n_2 (50 Hz) tr/min	n_2 (60 Hz) tr/min						
0,12 (50 Hz)	FZ.28-LA71B4							
0,14 (60 Hz)	24	29	49	3,1	59,65	2KJ1300 - ■CB13 - ■■C2		11
	28	34	41	3,6	50,30 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■B2		11
	31	37	37	4,1	44,66	2KJ1300 - ■CB13 - ■■A2		11
	36	43	32	4,7	39,15 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■X1		11
	40	48	29	5,2	35,04	2KJ1300 - ■CB13 - ■■W1		11
	45	54	26	5,9	31,10 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■V1		11
	51	61	22	6,7	27,25	2KJ1300 - ■CB13 - ■■U1		11
	58	70	20	7,6	23,96 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■T1		11
	65	78	18	8,5	21,64	2KJ1300 - ■CB13 - ■■S1		11
	74	89	15	9,7	18,86 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■R1		11
	83	100	14	10,8	16,94	2KJ1300 - ■CB13 - ■■Q1		11
	92	110	12	12,0	15,29 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■P1		11
	101	121	11	13,2	13,87	2KJ1300 - ■CB13 - ■■N1		11
111	133	10	14,3	12,62 ★	2KJ1300 - ■CB13 - ■■M1		11	

0,18 (50 Hz)	FD.188B-D48-LA71C4							
0,22 (60 Hz)	0,05	0,06	24 072	0,83	25 299	2KJ1440 - ■CC13 - ■■D1		638
	0,06	0,07	21 833	0,92	22 946 ★	2KJ1440 - ■CC13 - ■■C1		638
	0,07	0,08	18 195	1,1	19 122 ★	2KJ1440 - ■CC13 - ■■A1		638
	0,07	0,08	19 892	1,0	20 906	2KJ1440 - ■CC13 - ■■B1		638
	FD.188B-Z48-LA71C4							
	0,08	0,1	17 053	1,2	17 537	2KJ1438 - ■CC13 - ■■A2		638
	0,09	0,11	15 091	1,3	15 519 ★	2KJ1438 - ■CC13 - ■■X1		638
	0,1	0,12	13 719	1,5	14 108	2KJ1438 - ■CC13 - ■■W1		638
	0,11	0,13	12 325	1,6	12 674 ★	2KJ1438 - ■CC13 - ■■V1		638
	0,13	0,16	10 563	1,9	10 863	2KJ1438 - ■CC13 - ■■U1		638
	FD.168B-D48-LA71C4							
	0,08	0,10	16 608	0,84	17 454 ★	2KJ1436 - ■CC13 - ■■A1		455
	0,09	0,11	15 566	0,9	16 007	2KJ1435 - ■CC13 - ■■A2		454
	0,10	0,12	13 774	1,0	14 165 ★	2KJ1435 - ■CC13 - ■■X1		454
	0,11	0,13	12 523	1,1	12 878	2KJ1435 - ■CC13 - ■■W1		454
	0,12	0,14	11 249	1,2	11 568 ★	2KJ1435 - ■CC13 - ■■V1		454
	0,14	0,17	9 643	1,5	9 916	2KJ1435 - ■CC13 - ■■U1		454
	0,15	0,18	8 724	1,6	8 971 ★	2KJ1435 - ■CC13 - ■■T1		454
	0,17	0,20	8 053	1,7	8 281	2KJ1435 - ■CC13 - ■■S1		454
	0,19	0,23	7 002	2,0	7 201 ★	2KJ1435 - ■CC13 - ■■R1		454
	FD.148B-Z38-LA71C4							
	0,13	0,16	10 011	0,9	10 295 ★	2KJ1432 - ■CC13 - ■■S1		287
	0,15	0,18	8 767	1,0	9 016	2KJ1432 - ■CC13 - ■■R1		287
	0,17	0,20	7 755	1,2	7 975 ★	2KJ1432 - ■CC13 - ■■Q1		287
	0,19	0,23	7 028	1,3	7 227	2KJ1432 - ■CC13 - ■■P1		287
	0,21	0,25	6 204	1,5	6 380 ★	2KJ1432 - ■CC13 - ■■N1		287
	0,24	0,29	5 596	1,6	5 755	2KJ1432 - ■CC13 - ■■M1		287

★ Rapport préférentiel

Exécutions des arbres voir page 3/83

Fréquence et tension voir page 8/18

Forme de construction du carter du réducteur voir page 3/80

*) pour la forme de construction B3

1, 2, 3, 5, 6 ou 9

1 à 9

A, D, E, F, H ou M

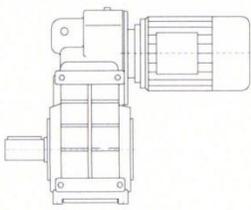
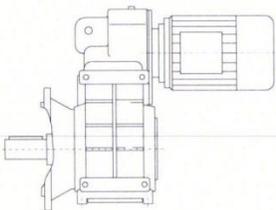
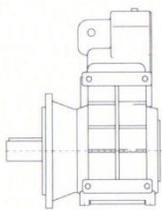
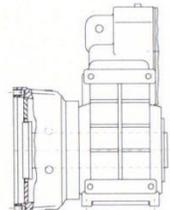
Motoréducteurs

Motoréducteurs à arbres parallèles

Types de fixation

Sélection et références de commande

3

Mode de fixation	Numéro de référence 14e position	Identifiant dans la désignation de type 3e position pour l'arbre plein, 4e position pour l'arbre creux	
Exécution à pattes	A	-	
Bride de carter (type C)	H	Z	
Exécution avec bras de réaction	D	D	
Modèle à bride (type A)	F	F	
Bride de mélangeur	M	M	
Bride d'extrudeuse	E	E	

Motoréducteurs

Motoréducteurs à arbres parallèles

Exécutions des arbres

Sélection et références de commande

Exécution de l'arbre	N° de réf. 8e position	Complément au n° de réf.	Cotes de l'arbre				
Réducteurs à arbres parallèles FZ à deux trains et FD à trois trains, à pattes							
Taille			F.28	F.38B	F.48B	F.68B	F.88B
Arbre creux	5		H25 x 104	H30 x 120	H35 x 150	H40 x 180	H50 x 210
	6				H40 x 150 ^{*)}	H45 x 180 ^{*)}	H60 x 210 ^{*)}
Arbre creux avec frette de serrage	9	H3A	H25 x 126	H30 x 146 ^{*)}	H40 x 177 ^{*)}	H50 x 209 ^{*)}	H60 x 241 ^{*)}
	9	H3B		H30/31 x 146	H40/41 x 177	H50/51 x 209	H60/61 x 241
Arbre creux cannelé	9	H4A	N25x1.25x30x18x9H x 104	N35x1.25x30x26x9H x 120	N40x2x30x18x9H x 150	N50x2x30x24x9H x 180	N60x2x30x28x9H x 210
Taille			F.108B	F.128B	F.148B	F.168B	F.188B
Arbre creux	5		H60 x 240	H70 x 300	H80 x 350	H100 x 410	H120 x 500
	6		H70 x 240 ^{*)}	H80 x 300 ^{*)}	H90 x 350 ^{*)}	H110 x 410 ^{*)}	
Arbre creux avec frette de serrage	9	H3A	H70 x 280 ^{*)}	H80 x 345 ^{*)}	H95 x 404 ^{*)}	H105 x 483 ^{*)}	H125 x 580
	9	H3B	H70/71 x 280	H80/81 x 345	H95/96 x 404	H105/106 x 483	
Arbre creux cannelé	9	H4A	N70x2x30x34x9H x 240	N80x3x30x25x9H x 300	N90x3x30x28x9H x 350	N110x3x30x35x9H x 410	N130x5x30x24x9H x 500
Réducteurs à arbres parallèles FZ.Z à deux trains et FD.Z à trois trains avec bride de carter							
Taille			F..Z28	F..Z38B	F..Z48B	F..Z68B	F..Z88B
Arbre plein avec clavette	1		V25 x 50	V25 x 50	V30 x 60	V40 x 80	V50 x 100
	3			V35 x 70 ^{*)}	V40 x 80 ^{*)}	V50 x 100 ^{*)}	V70 x 140 ^{*)}
Arbre creux	5		H25 x 104	H30 x 120	H35 x 150	H40 x 180	H50 x 210
	6				H40 x 150 ^{*)}	H45 x 180 ^{*)}	H60 x 210 ^{*)}
Arbre creux avec frette de serrage	9	H3A	H25 x 126	H30 x 146 ^{*)}	H40 x 177 ^{*)}	H50 x 209 ^{*)}	H60 x 241 ^{*)}
	9	H3B		H30/31 x 146	H40/41 x 177	H50/51 x 209	H60/61 x 241
Arbre creux cannelé	9	H4A	N25x1.25x30x18x9H x 104	N35x1.25x30x26x9H x 120	N40x2x30x18x9H x 150	N50x2x30x24x9H x 180	N60x2x30x28x9H x 210
Taille			F..Z108B	F..Z128B	F..Z148B	F..Z168B	F..Z188B
Arbre plein avec clavette	1		V60 x 120	V70 x 140	V90 x 170	V110 x 210	V120 x 210
	3		V80 x 170 ^{*)}	V90 x 170 ^{*)}	V100 x 210 ^{*)}	V120 x 210 ^{*)}	V140 x 250 ^{*)}
Arbre creux	5		H60 x 240	H70 x 300	H80 x 350	H100 x 410	H120 x 500
	6		H70 x 240 ^{*)}	H80 x 300 ^{*)}	H90 x 350 ^{*)}	H110 x 410 ^{*)}	
Arbre creux avec frette de serrage	9	H3A	H70 x 280 ^{*)}	H80 x 345 ^{*)}	H95 x 404 ^{*)}	H105 x 483 ^{*)}	H125 x 580 ^{*)}
	9	H3B	H70/71 x 280	H80/81 x 345	H95/96 x 404	H105/106 x 483	
Arbre creux cannelé	9	H4A	N70x2x30x34x9H x 240	N80x3x30x25x9H x 300	N90x3x30x28x9H x 350	N110x3x30x35x9H x 410	N130x5x30x24x9H x 500

*) série préférentielle

Motoréducteurs

Moteurs

Exécution électrique

Tensions, courants et fréquences (suite)

Tensions possibles pour moteurs à une polarité

Tensions	Couplage service	Fréquence	Puissance ¹⁾	N° de réf., 13e position	Complément au n° de réf.	71	80	90	100	112	132	160	180	200	225	250	280	315
Tensions standard des moteurs selon CE/CEI																		
220 ... 240 V/ 380 ... 420 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	1		✓	✓	✓	✓	✓								
380 ... 420 V/ 660 ... 725 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	1							✓	✓	✓	✓				
220 ... 240 V/ 380 ... 420 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	2		✓	✓	✓	✓	✓								
440 ... 480 V	Y	60 Hz	1,2 x P ₅₀															
380 ... 420 V/ 660 ... 725 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	2							✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
440 ... 480 V	Δ	60 Hz	1,2 x P ₅₀															
Tensions spéciales pour moteurs selon CE/CEI																		
220 ... 240 V/ 380 ... 420 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	9	N1A						✓	*	*	*	*	*	*	*
380 ... 420 V/ 660 ... 725 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	9	N1B	*	*	*	*	✓								
220 ... 240 V/ 380 ... 420 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	9	N2A						✓	*	*	*	*	*	*	*
440 ... 480 V	Y	60 Hz	1,2 x P ₅₀															
380 ... 420 V/ 660 ... 725 V	Δ/Y	50 Hz	P ₅₀	9	N2B	*	*	*	*	✓								
440 ... 480 V	Δ	60 Hz	1,2 x P ₅₀															
500 V	Y	50 Hz	P ₅₀	9	N1C	✓	✓	✓	✓									
500 V	Δ	50 Hz	P ₅₀	9	N1D						✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Tensions pour moteurs selon NEMA électrique																		
440 ... 480 V	Y	60 Hz	1,2 x P ₅₀	9	N5C	✓	✓	✓	✓	✓								
440 ... 480 V	Δ	60 Hz	1,2 x P ₅₀	9	N5D						✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Tensions pour moteurs selon UL-R																		
230 / 460 V	YY/Y	60 Hz	P ₅₀			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
460 V	Δ	60 Hz	P ₅₀										*	*	*	*	*	*
Tensions pour moteurs selon CSA																		
575 V	Y	60 Hz	P ₅₀			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
575 V	Δ	60 Hz	P ₅₀										*	*	*	*	*	*
Tensions pour moteurs selon UL-R et CSA																		
230 / 460 V	YY/Y	60 Hz	P ₅₀			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
460 V	Δ	60 Hz	P ₅₀										*	*	*	*	*	*
575 V	Y	60 Hz	P ₅₀			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
575 V	Δ	60 Hz	P ₅₀										*	*	*	*	*	*
Autres tensions pour 60 Hz																		
220 ... 240 V/ 380 ... 420 V	Δ/Y	60 Hz	P ₅₀	9	N4A	✓	✓	✓	✓	✓								
380 ... 420 V/ 660 ... 725 V	Δ/Y	60 Hz	P ₅₀	9	N4B						✓	✓	✓	✓	*	*	*	*
Tensions pour l'alimentation par variateur																		
400 V	Y	50 Hz ²⁾	P ₅₀	9	N6B	✓	✓	✓	✓	✓								
400 V	Δ	50 Hz ²⁾	P ₅₀	9	N6C						✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
400 V	Δ	87 Hz ²⁾	P ₈₇	9	N6A	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
230 V	Δ	50 Hz ²⁾	P ₅₀	9	N6A	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Tensions pour moteurs-freins avec un redresseur fonctionnel																		
380 ... 420 V	Y	50 Hz	P ₅₀			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
380 ... 420 V	Δ	50 Hz	P ₅₀								*	*	*	*	*	*	*	*

1) P₅₀/P₈₇= puissance assignée à 50 Hz et 87 Hz

* disponible sur demande

2) Fréquence de transition

Sur les moteurs qui peuvent être exploités aussi bien en couplage étoile qu'en couplage triangle, le couplage Δ-Y est possible au démarrage.