



Conception du système d'alimentation d'un palettiseur

Naja Abi Akar

► To cite this version:

Naja Abi Akar. Conception du système d'alimentation d'un palettiseur. Génie mécanique [physics.class-ph]. 2014. dumas-01477609

HAL Id: dumas-01477609

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01477609>

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.

ISAE
CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

CENTRE REGIONAL ASSOCIE DE CNAM
(Centre de Beyrouth)

MEMOIRE
Présentée en vue d'obtenir
LE DIPLOME D'INGENIEUR CNAM
SPECIALITE : INGENIEUR MECANIQUE

Par
NAJA ABI AKAR

Conception du système d'alimentation d'un palettiseur

Soutenu le 10 Juillet 2014

JURY

PRESIDENT : PROFESSEUR GEORGE VENISELLOS

MEMBRES : Dr. TONY JABBOUR

Dr. FAROUK AL DEHABI

Remerciements

Au terme de ce travail, je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à mon tuteur **Dr. Tony Jabbour** pour tout le temps qu'il m'a consacré, de ses directives précieuses et pour la qualité de son suivi durant toute la période de mon travail.

Je voudrai remercier l'équipe des ingénieurs du département mécanique de **TECHNICA** spécialement **Mr. Khalil Sebaaly** pour l'aide dont ils m'ont bénéficié tout au long de mon travail.

Mes plus vifs remerciements s'adressent aussi à tout le cadre professoral et administratif du CNAM Beyrouth.

Mes remerciements vont enfin à toute personne qui a contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Sommaire

CHAPITRE I : Introduction.....	4
I.1 La démarche du projet :	4
CHAPITRE II : Processus De Conception	5
II.1 Philosophie de conception	5
II.2 Formuler une procédure.....	5
II.3 Type de conceptions	5
CHAPITRE III : Définition du palettiseur et les différents types disponibles.....	6
III. 1 Comparaison entre palettiseur conventionnel et robotique	7
III.1.1 -Les palettiseurs conventionnels à niveau d'entrée bas ou haut :	7
III.1.2 -Les robots de palettisation :	7
CHAPITRE IV Les différentes phases de la palettisation.	8
IV.1 Dosage des produits	8
IV.2 Rotation des paquets	9
IV.2 .1-Rotation avec manipulateurs à 3 axes :	9
IV.2 .2-Rotation avec robots anthropomorphes :	10
IV.2 .3-Répartiteur électronique	11
IV.3 Formation de la couche	11
IV.3.1 -Formation d'une couche sur convoyeur à rouleaux	12
IV.3.2 -Formation de la couche sur tapis pas à pas	12
IV.3.3 -Formation de couches avec manipulateurs.....	12
IV.4 Compactage, prélèvement et/ou dépose de la couche	12
CHAPITRE V le plan de la machine.....	13
V .1 Dosage des produits : vitesse, temps de cycle.....	15
V .1.1-Etude d'alimentation de la machine	15
V .1.2-Étude d'un cas réel.....	17
V .2 Description et calcul du châssis.....	19
V .2.1 -Calcul de la résistance du profil en acier	20
V .2.2 -Comparaison avec le logiciel inventor	23
V .2.3 -Calcul du nombre des vis.....	25
V .3 La tête de la préhension.....	30

V .4-Conception du fonctionnement du convoyeur:	35
V .4.1-Justification du choix du matop chain :	36
V .4.2-Choix et calcul du moteur	38
V .4.3- L'arbre de transmission : choix et calcul sur le logiciel inventor	42
V .4.4-Choix des paliers et durée de vie:	49
V .4.5-Calcul des constituants du rouleau	52
V .5 Le système de compression du produit	58
V .5 .1 -Conception du système de compression du produit	59
V .5 .2 -Les différentes pièces du système :	60
V .5 .3 -Calcul et dimensionnement du système pneumatique :	65
3a: Détermination du diamètre du vérin.	66
3b : Détermination du facteur de course K en fonction du mode de fixation	71
3c : Détermination de la tige du vérin.....	73
3d: Détermination de la consommation d'air du vérin.	74
3e : Détermination de la taille du distributeur et de sa tuyauterie	75
3f : Détermination des débits et des pertes de charges dans les tuyauteries .	77
3g: Schéma pneumatique du système:	79
Résumé.....	81
Liste des figures.....	82
Liste des références.....	84

CHAPITRE I

Introduction

La visite de plusieurs sites dans plusieurs pays m'a permis de voir de différents systèmes et machines non produits par Technica, le plus intéressant était, le palettiseur qui sert à ranger les produits sur les palettes, couche sur couche.

Plusieurs systèmes interviennent dans cette machine tel un diviseur qui divise les produits horizontalement et verticalement, et un poussoir qui pousse les couches sur la palette.

J'ai pu persuader mon directeur d'opération de mettre une étude pour développer une technologie comme le palettiseur.

Pour Technica, c'est un concept totalement différent de ceux qu'elle a l'habitude de faire dans le dépalettiseur qui a une fonction totalement opposée.

L'étude de ce type de machines est importante, ce n'est pas seulement un achèvement pour moi, je crois que l'entreprise ou je travail s'intéresse à essayer cette technologie et peut financer un tel projet pour cela j'ai décidé de le présenter comme sujet de mémoire.

C'est sûr que finaliser un tel projet est difficile, je suis motivé et je souhaite réussir.

I.1 La démarche du projet :

Le projet débute par une recherche bien précise qui dure deux mois sur la conception du système, et durant une période qui s'étale sur six mois, viennent l'analyse, le calcul, le design et l'assemblage des parties du système, tout en mentionnant que la rédaction du projet et sa présentation en utilisant Power Point nécessite deux mois.

CHAPITRE II

Processus De Conception

II.1 Philosophie de conception

La conception est un processus hautement innovant qui utilise les plus acceptables, synthétiques, efficaces et économiques moyens pour satisfaire les besoins de la population. Comme la technologie évolue, les méthodes et la philosophie de la conception évoluent. Par exemple, l'avènement des techniques de conception des systèmes informatiques a permis aux ingénieurs de concevoir rapidement des composants plus efficaces à moindre coût.

II.2 Formuler une procédure

La conception nécessite une configuration qui est divisée et créée pour exécuter une fonction. La configuration doit être évaluée, à la fois, pour une force appropriée et un coût minimal. Souvent, cette évaluation ne peut être faite jusqu'à ce que la machine soit construite et les charges mesurées, mais il est préférable de suggérer des hypothèses en utilisant les principales charges pour ne pas procéder sans calculs approximatifs.

II.3 Type de conceptions

II.3.1 Conception de transition

La conception de transition est une conception de base qui est progressivement améliorée en utilisant des critères détaillés et des techniques telles que la méthode des éléments finis et la modélisation.

II.3.2 Conception d'extension

La conception d'extension est une procédure d'extrapolation utilisée pour augmenter la capacité de conceptions éprouvées.

II.3.3 Conception originale

L'originalité est jugée par le degré de la copie. La conception est de plus en plus originale lorsqu'elle ne ressemble à aucune conception déjà existante.

CHAPITRE III

Définition du palettiseur et les différents types disponibles

La palettisation consiste à placer des colis de marchandises sur un support, généralement en bois (appelé palette), pour permettre d'en déplacer plusieurs à la fois sans pour autant exercer une pression excessive sur ceux-ci. Les palettiseurs, autrement dit les machines qui empilent les marchandises sur les palettes, furent nés pendant la II Guerre mondiale lorsque l'armée américaine se trouva confrontée à la nécessité de manutentionner d'énormes quantités de marchandises destinées à l'Europe.

Au fil du temps, la palette développe son rôle d'outil logistique pour mieux répondre à la nouvelle donne de la distribution moderne; design esthétique, aspect fonctionnel et emballages réduits ne sont que quelques-uns des éléments qui vont influencer l'arrivée au marché de nouveaux palettiseurs avec les systèmes auxiliaires correspondants. Si nous examinons un palettiseur d'aujourd'hui et le comparons avec un âgé de dix ans, nous allons tout de suite remarquer des importantes différences qui reflètent exactement l'évolution survenue dans les habitudes d'achat des consommateurs et, partant, des points de vente. La sensibilisation générale aux questions liées à la protection de l'environnement nous fait envisager que le poids et la quantité des matériaux d'emballage sont destinés à diminuer à l'avenir (ce qui se traduira par une réduction sensible de la facture d'énergie pour la filière conditionnement), ce qui à son tour aura une influence sur la fragilité et l'instabilité surtout des contenants primaires et aussi de certains types de conditionnements multiples qui deviendront toujours plus difficiles à manipuler.

Ajoutons à cela le fait que maints acteurs de la distribution comme les discounts, les cash-and-carry, les grands grossistes pour ne citer que ceux-là, ont désormais l'habitude d'exposer, dans les rayons, les marchandises sur palettes, avec tout ce que cela implique au niveau esthétique et de la bonne orientation de la face du produit sur tous les côtes de la palette. Les palettiseurs modernes répondent justement à toutes ces transformations; ils permettent de mieux manipuler les produits difficiles, offrent une plus grande souplesse en termes de schémas de palettisation et de changements de format.

III. 1 Comparaison entre palettiseur conventionnel et robotique

III.1.1 -Les palettiseurs conventionnels à niveau d'entrée bas ou haut :

L'entrée du produit se fait à 90° par rapport au sens de translation de la couche. La famille de palettiseurs Perseus peut être considérée comme la plus conventionnelle du fait qu'elle utilise une méthode largement répandue pour la formation et la manutention des couches. Les perseuses sont appelés palettiseurs avec entrée à 90° car les produits y sont amenés perpendiculairement par rapport au sens de translation de la couche ou, en d'autres termes, par rapport à la direction du mouvement du poussoir qui transfère la couche des produits sur la palette. En général, les palettiseurs avec entrée à 90° sont plus compacts par rapport aux palettiseurs en ligne.

Alimentation à niveau haut ou bas: comment choisir ?

Ce choix dépend de nombreuses variables. Sans prétendre fournir ici un outil exhaustif qui permet de choisir la solution idéale, nous donnons ci-après un aperçu des principales caractéristiques et des avantages des deux systèmes.

Entrée à niveau haut: les machines à niveau haut avec palette mobile offrent une meilleure productivité. La formation de la couche, en fait la partie terminale du trajet des produits, se produit à une hauteur surélevée. Cela permet d'avoir des zones de passage libres autour du palettiseur et, partant, d'optimiser l'utilisation de la surface disponible.

Entrée à niveau bas: les palettiseurs avec entrée à niveau bas ont, en général, une meilleure accessibilité par rapport à ceux avec entrée à niveau haut. Toutes les opérations, de maintenance ou d'autre nature, sont facilitées par le fait que la machine se trouve au niveau du sol, l'opérateur pouvant mieux voir ce qui se passe sans devoir monter ou descendre pour inspecter la machine pendant un cycle normal de travail.

III.1.2 -Les robots de palettisation :

Les robots de palettisation sont des machines issues du secteur de l'automobile qui reproduisent le bras humain pour effectuer des mouvements complexes et précis. Le corps principal du robot est un produit standard disponible sur le marché mais c'est la «main» (appelée tête de préhension) qui est une puissante main automatique mesurant de manipuler en une seule fois une couche complète de produits.

CHAPITRE IV

Les différentes phases de la palettisation

La palettisation est un processus qui prévoit une série de phases, toutes indispensables, pour obtenir une palette sur laquelle les produits sont disposés selon un agencement spécifique.

- Dosage produits
- Rotation produits
- Formation de la couche
- Compactage
- Prélèvement et dépose

IV.1 Dosage des produits

Le but du dosage est d'espacer et de compter les produits à palettiser (caisses, fardeaux, produits en vrac etc.). Les produits à palettiser, qui proviennent d'une zone d'accumulation, sont acheminés vers le palettiseur au moyen d'un système de bandes qui permet de garder la bonne distance entre un produit et le suivant et de les compter d'une manière individuelle (produit par produit) ou par lots, cette dernière solution augmentant nettement la productivité et réduisant la vitesse de déplacement du produit; en revanche, en travaillant avec des rangées de produits, elle ne permet pas un agencement spécifique pour chacun d'eux. Le cœur du poste de dosage est constitué par un système à deux (ou trois) segments de bande tournant à différentes vitesses; 3 systèmes de dosage différents sont disponibles en fonction de la stabilité du produit à manipuler :

➤ Double bande doseuse à 1 moteur

Le rapport de vitesse est fixe entre les deux bandes (en général 1:2) afin de créer un espace égal à la dimension du produit. Ce système est généralement utilisé pour compter les paquets et créer l'espace nécessaire à la rotation.

➤ Double bande doseuse à 2 moteurs

Le rapport de vitesse est variable entre les deux bandes afin d'optimiser les performances du système. Ce système est utilisé pour compter les paquets et créer l'espace nécessaire à la rotation.

En fonction du schéma de palettisation, le système crée l'espace minimum nécessaire (par exemple, pour les objets non retournés l'espace nécessaire est inférieur par rapport aux objets qui doivent l'être, ce qui permet une cadence supérieure).

IV.2 Rotation des paquets

Cette phase a pour but de tourner les produits pour les disposer selon la configuration requise, mais en tout premier lieu, cette rotation s'impose lorsque l'on souhaite :

- Garantir la stabilité des produits.
- Optimiser le nombre de produits/couche.
- Optimiser la visibilité des conditionnements (visibilité du nom des produits exposés sur les palettes) : cela est particulièrement important lorsque la palette est utilisée comme support pour exposer le produit au public.

Le dispositif le plus simple pour obtenir une rotation est celui «par choc» contre un repère fixe. Ce système convient parfaitement si les cadences ne sont pas élevées et si les produits ne sont pas fragiles. Pour pallier à ces limites, les systèmes par choc prévoient un amortisseur pneumatique à pression réglable pour réduire l'impact contre le repère fixe. En cas de cadences élevées et de produits fragiles, la rotation est gérée par des solutions plus sophistiquées qui, en fonction du cahier des charges, font appel à des manipulateurs à 3 axes ou à des robots anthropomorphes. Le choix dépend des variables prises en compte au moment de la conception et/ou des exigences spécifiques des clients.

Nous fournissons ci après une liste des systèmes de rotation les plus fréquents:

IV.2 .1-Rotation avec manipulateurs à 3 axes :



Figure -1- Rotation avec manipulateurs à 3 axes

La rotation et le positionnement des paquets sont obtenus à l'aide de 1, 2 ou 4 manipulateurs, en fonction de la configuration du système, ce qui offre les gros avantages suivants:

- Stabilité parfaite des paquets
- Absence de chocs pendant la rotation
- Le déplacement des paquets (rotation et transfert latéral) se produit sans brusques accélérations en suivant la progression de la bande, ce qui évite toute friction pouvant endommager la base des paquets (par exemple en cas de fardeaux avec une mince pellicule ou de bouteilles avec un fond pétaloïde)
- Possibilité de travailler en tant que séparateur, ce qui augmente la cadence à chaque entrée.
- Possibilité de manipuler des lots de longueur différente.

IV.2 .2-Rotation avec robots anthropomorphes :



Figure- 2- Rotation avec robots anthropomorphes

Ses avantages sont :

- Absence de chocs pendant la rotation.
- Meilleure stabilité des paquets.
- Mouvement et positionnement extrêmement précis et rapides.

IV.2 .3-Répartiteur électronique



Figure- 3- Répartiteur électronique

Ses avantages sont :

- Possibilités infinies de positionnement des paquets à la sortie grâce aux guides de translations asservis par encodeur qui peuvent placer les paquets dans la position voulue sans aucune limite.
- Vitesse variable en fonction des dimensions, du type de produit ainsi que du schéma de palettisation afin d'optimiser les performances du système.
- Changement automatique du format à partir du coffret de commande.
- Bande de raccordement entre le répartiteur et le convoyeur formation couche pour une meilleure stabilité.

IV.3 Formation de la couche

Une fois que les paquets ou les lots sont correctement orientés en fonction du schéma de palettisation envisagé, il y a lieu de les disposer et de les aligner pour former une couche.

Cette opération peut se faire:

- en ligne
- à 90°

Par rapport au sens de progression des produits, les systèmes en ligne, en raison justement de leurs caractéristiques techniques, sont généralement préférés si on demande des cadences élevées, ceux à 90°, en revanche, le sont pour des productions moyennes/faibles.

IV.3.1 -Formation d'une couche sur convoyeur à rouleaux

Le système couramment employé pour former une couche consiste à utiliser des séparateurs (ou espaceurs) contre lesquels le produit s'arrête dans une position spécifique en fonction de la configuration requise. Ces séparateurs, asservis par des vérins pneumatiques, montent de la partie inférieure du convoyeur à rouleaux sur lequel passent les produits: plus le diamètre des rouleaux est petit plus le nombre d'espaceurs que l'on pourra installer est grand, pour augmenter la possibilité de placer le produit dans la bonne position.

IV.3.2 -Formation de la couche sur tapis pas à pas

Lorsque les exigences augmentent en termes du nombre de schémas de palettisation et de cadences, la solution la plus récente et efficace consiste à utiliser un tapis pas à pas et à éliminer les espaceurs. Grâce à un système de tapis asservis par des moteurs, les produits sont alignés entre eux pour former une couche sans les espaceurs, mais en agissant tout simplement sur le moteur des tapis. Cette solution permet d'éliminer les chocs produits-espaceurs et produits-produits. En outre, tout nouveau schéma de palettisation pourra être introduit en adaptant les paramètres correspondants et sans prévoir de dispositifs mécaniques et/ou électroniques supplémentaires.

IV.3.3 -Formation de couches avec manipulateurs

Le rôle du manipulateur est, comme son nom l'indique, de manipuler le produit (le déplacer et le tourner) pour former et compacter une couche de produits à cadence élevée en réduisant autant que possible tout choc ou pression excessive surtout avec des produits vulnérables ou instables. Cette solution offre une parfaite fiabilité même en situations critiques comme, par exemple, en cas d'arrêt et de redémarrage de la ligne ou d'arrêts intempestifs. L'entrée se compose d'une bande à trois segments asservis par deux moteurs, ce qui permet:

- D'obtenir une alimentation extrêmement précise
- D'éviter toute collision entre les paquets en cas d'arrêt
- De récupérer les espaces vides créés en cas d'arrêts intempestifs.

IV.4 Compactage, prélèvement et/ou dépose de la couche

Lorsqu'une couche de produits a été formée, celle-ci doit être compactée avant d'être prélevée et déposée sur la palette. Cette opération varie en fonction du type de palettiseur comme par exemple les Palettiseurs conventionnels et Robot de palettisation avec préhension de la couche.

CHAPITRE V

Le plan de la machine

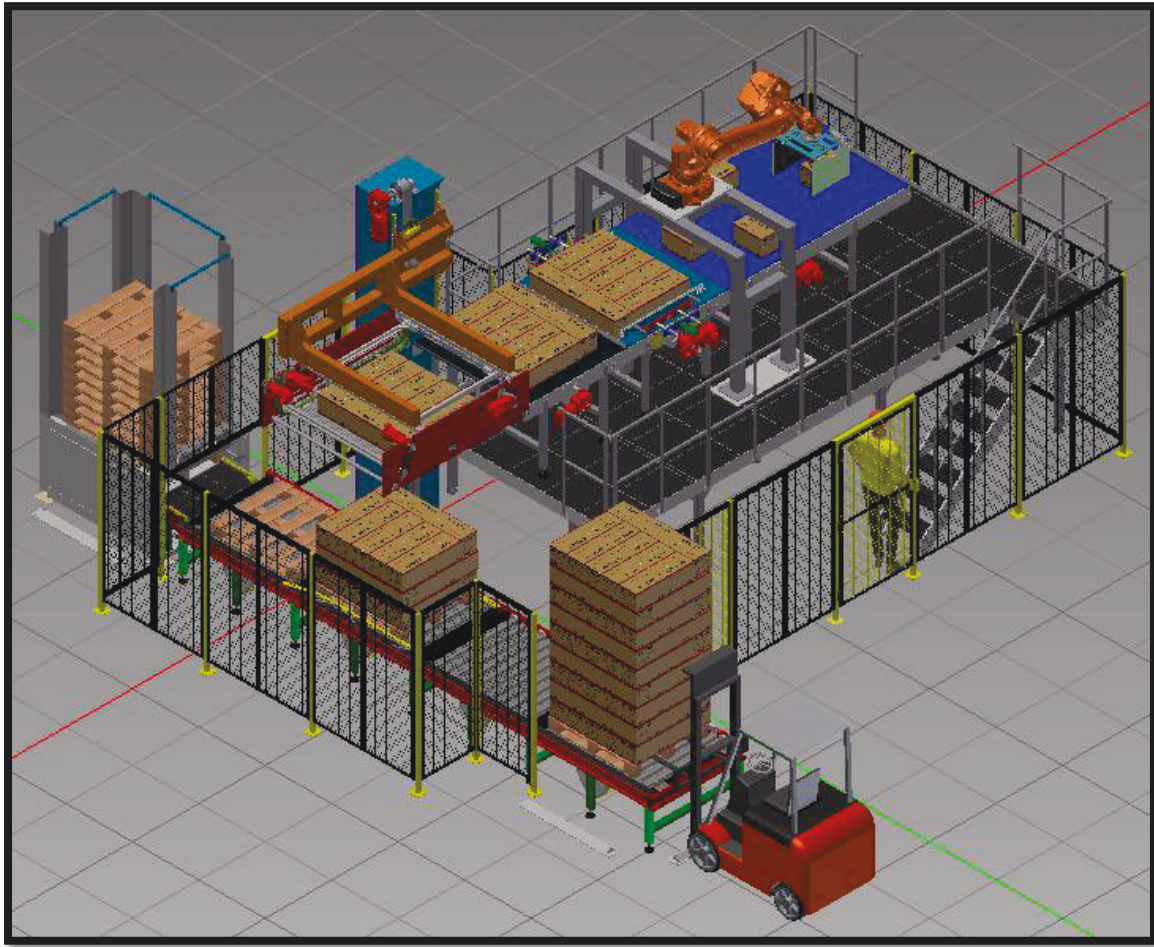
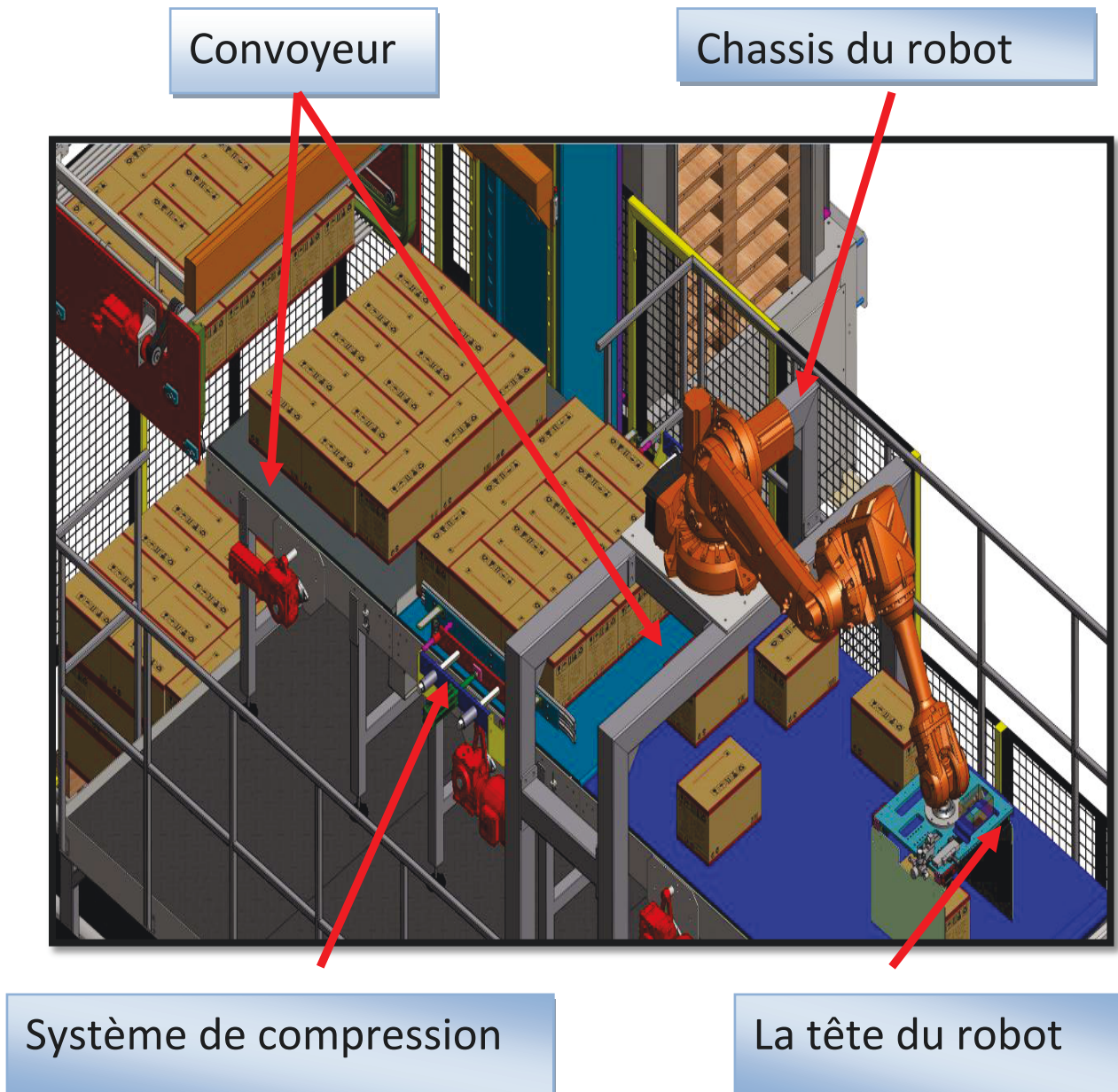


Figure- 4- Plan de la machine

Après la recherche et l'analyse des différents types de palettiseurs disponibles au marché et en but de réaliser une concurrence par rapport aux entreprises qui sont compétitif à « Technica », nous avons décidé d'agir dans une combinaison conventionnels et robotiques. Ce procédé a un but d'avoir un cycle de temps de 12 couches /min. Le robot tourne et positionne les produits, alors que le prélèvement des couches se fait par la technologie conventionnelle. Le robot ne soulève pas les produits, alors il peut fonctionner à plus de 40 cycles/minute avec un large choix de types de paquets. Puisque les caisses ne doivent pas être positionnées dans des endroits très fixes nous avons utilisé le système conventionnel pour le compactage des couches car notre but est d'atteindre un très court cycle de temps.

Cette machine est composée de plusieurs systèmes. Ma présentation a pour objectif de décrire :

- L'étude du système du dosage de produit.
- Rotation et formation de la couche du produit a l'aide d'un robot (la tête et le châssis du robot).
- Formation de la couche (convoyeur).
- Compactage de la couche (système de compression).



V.1 Dosage des produits : vitesse, temps de cycle.

V.1.1-Etude d'alimentation de la machine

Le but du dosage est d'espacer et de compter les produits à palettiser, provenant d'une zone d'accumulation. Ils sont conduits vers le palettiseur à l'aide d'un système de bandes qui permet de garder une distance entre un produit et le suivant en les comptants.

Les calculs ont été préparés et automatisés à l'aide d'une feuille Excel très complète. Cette feuille contient des paramètres d'entrées et de sorties, des signaux visuels et des suggestions d'entrée. Ces paramètres aideront l'ingénieur à optimiser les dimensions et la vitesse du système d'une manière plus rapide et plus simple.

Ces calculs sont applicables sur tous types des produits, les palettes et les configurations précédemment mentionnées dans les spécifications de la machine.

Nous commençons par définir les entrées suivantes:

- Dimensions du produit P: Longueur, Largeur et Hauteur.
- Dimensions de la palette.
- Taux de production: nombre de carton à produits chaque minute PR.
- Nombre de convoyeur d'entrée, N_{ligne}
- Nombre de produits par couche, N_{prod} .

Pour définir le nombre de produits par couche, nous devons trouver le modèle optimal. Ce modèle est choisi en fonction de:

- Nombre maximal de produits par couche.
- Réduction du pourcentage d'espace perdu sur la palette:
- Forme du contour de la couche qui doit être un rectangle pour permettre un bon serrage de la couche de centrage.

Dans le cas où le système n'est pas capable de gérer la vitesse de production, nous pouvons ajouter au système plusieurs facteurs qui assurent son fonctionnement :

- Diviser le taux de production en deux lignes.
- Ajouter des diviseurs.
- Robot supplémentaire.

Mais nous devons prendre en considération que tout cela va augmenter le coût de la machine.

Après avoir défini PR et N_{ligne} , on calcule la vitesse linéaire minimale pour le convoyeur d'entrée qui n'est autre que la vitesse des produits. Si nous utilisons la configuration à double voies, nous supposons que leurs vitesses sont égales :

$$V_{1,min}(mm/s) = \frac{P}{N_{\text{ligne}}} \times \frac{PR(cpm)}{60}$$

Nous choisissons V_1 (la vitesse du convoyeur d'alimentation) convenable et on calcule G_1

(l'écart entre les produits sur le convoyeur):

$$G_1(mm) = P \times \left(\frac{V_1}{V_{1,min}} - 1 \right)$$

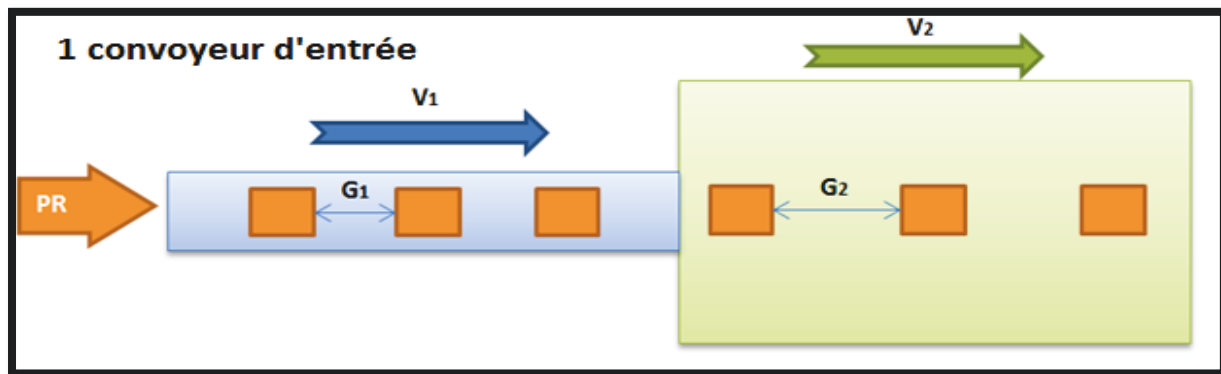


Figure -5 -Un convoyeur d'entrée

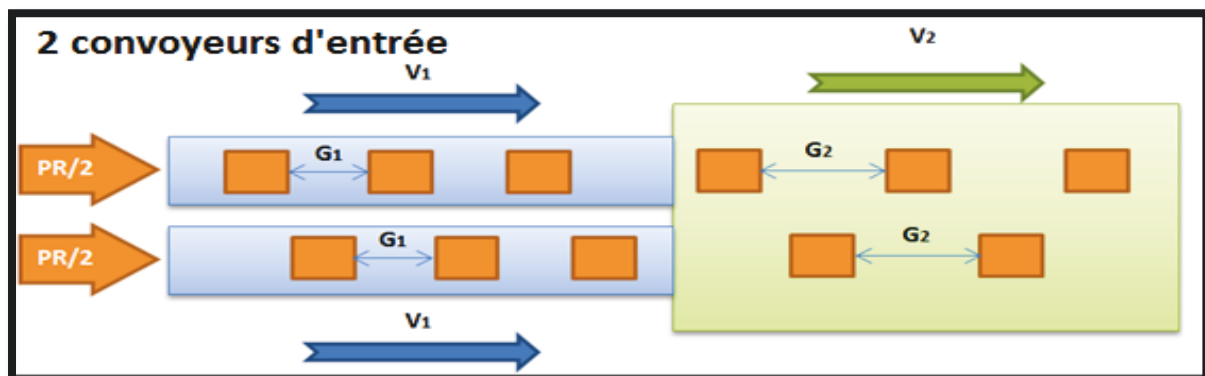


Figure -6- Deux convoyeurs d'entrée

Afin de rendre plus facile l'optimisation, nous avons ajouté une option qui limite la vitesse linéaire V2 à une valeur maximale définie par l'utilisateur. Nous déterminons la valeur par défaut à 1000 mm / s qui est une valeur recommandée par des limitations physiques telles que la friction entre la chaîne et les bandes d'usure, durée de vie réduite des composantes du convoyeur, etc. ...

Nous choisissons alors la vitesse du convoyeur V2; en mettant en évidence la valeur si elle dépasse la limite ou si elle est inférieure à la vitesse V1 d'alimentation. Ceci nous permet de calculer l'écart G2 générée à partir de la différence de la vitesse entre les deux convoyeurs:

$$G_2(mm) = G_1 + P \times \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right)$$

L'étude de cette machine est faite pour ravir nos clients qui ont différents types de productions ; c'est-à-dire différentes dimensions de palettes et de produits. Pour cela vous verrez que toutes les conceptions et les systèmes de cette machine sont réglables pour satisfaire chaque besoin.

V .1.2-Étude d'un cas réel

On nous a présenté le cas suivant pour étudier la configuration de la couche:

- Dimensions du produit (L x W x H): 405mm x 270mm x 120mm
- Dimensions de la palette: 1500mm x 900mm
- Taux de production: 60 cpm.
- Nombre de produits dans chaque couche: 10

La configuration des couches doit être l'une à l'envers de l'autre afin d'assurer la stabilité de toute la palette

• *Pour la première couche* : les trois premiers paquets se dirigent vers le convoyeur où se fait la préparation de la couche sans rotation, tandis que le robot se dirige pour tourner les 2 autres paquets... Le convoyeur de dosage libère les produits avec une séquence 3-2-2-2-1 et avec des écarts variables entre les deux.

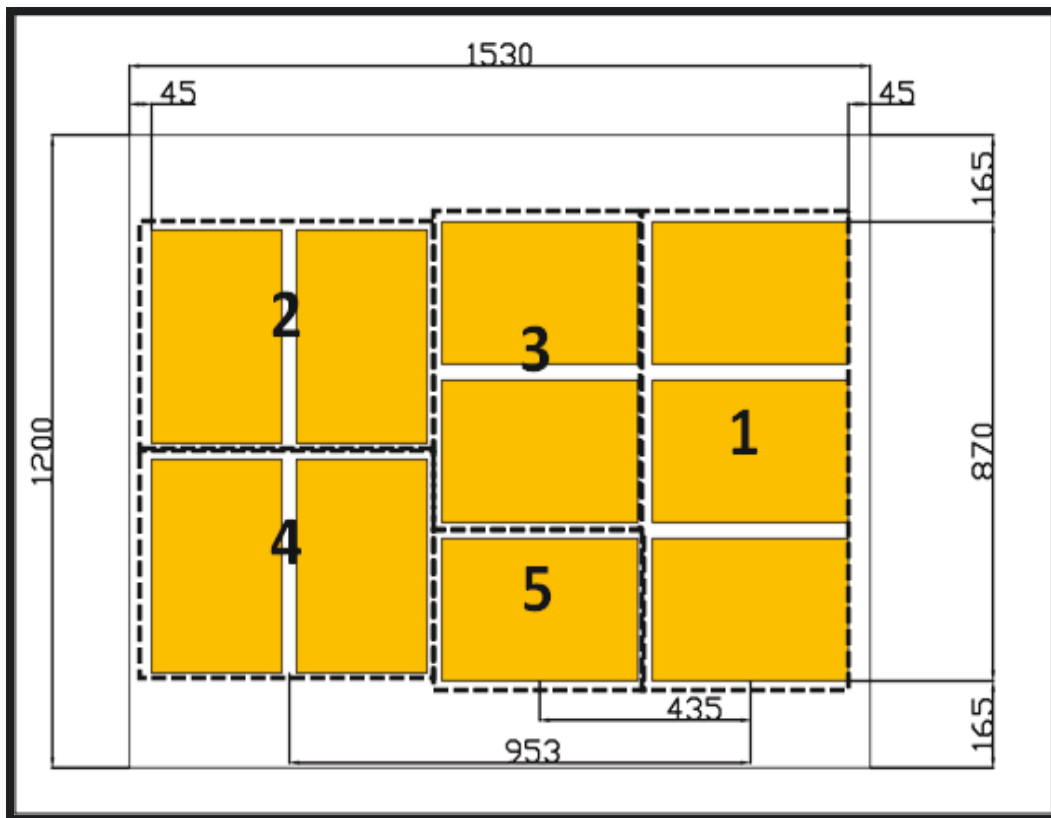


Figure- 7- Première couche de produit

- *Pour la deuxième couche:* le convoyeur de dosage libère les produits avec une séquence 2-2-2-2-1-1et avec des écarts variables entre les deux.

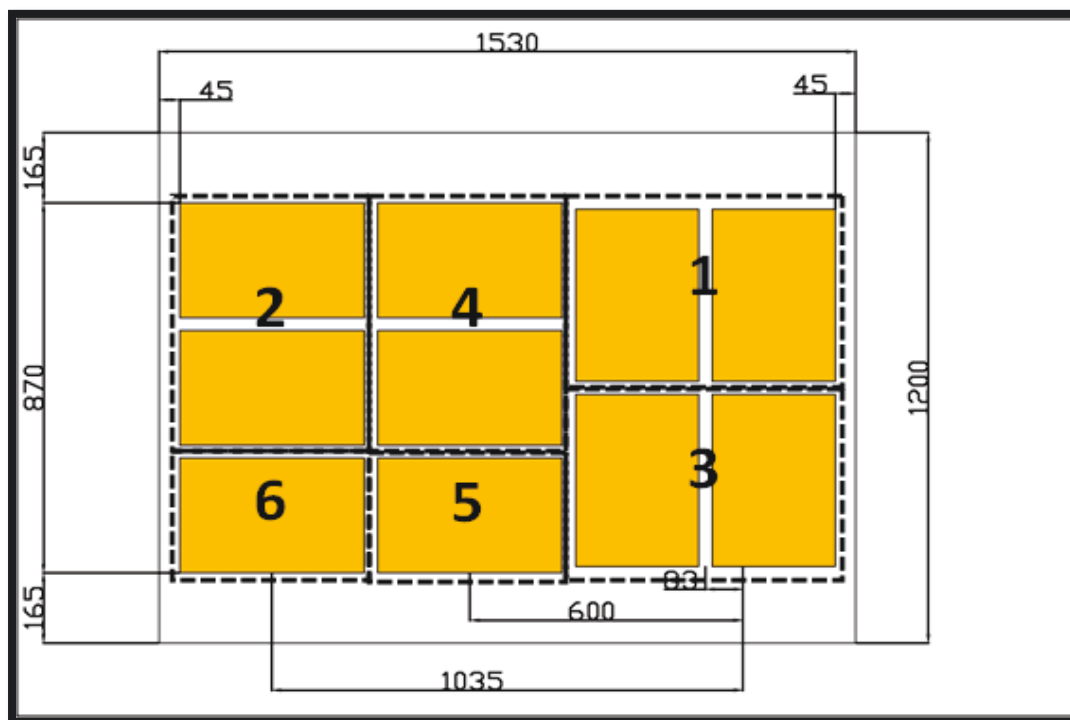


Figure- 8- Deuxième couche de produit

V.2 Description et calcul du châssis

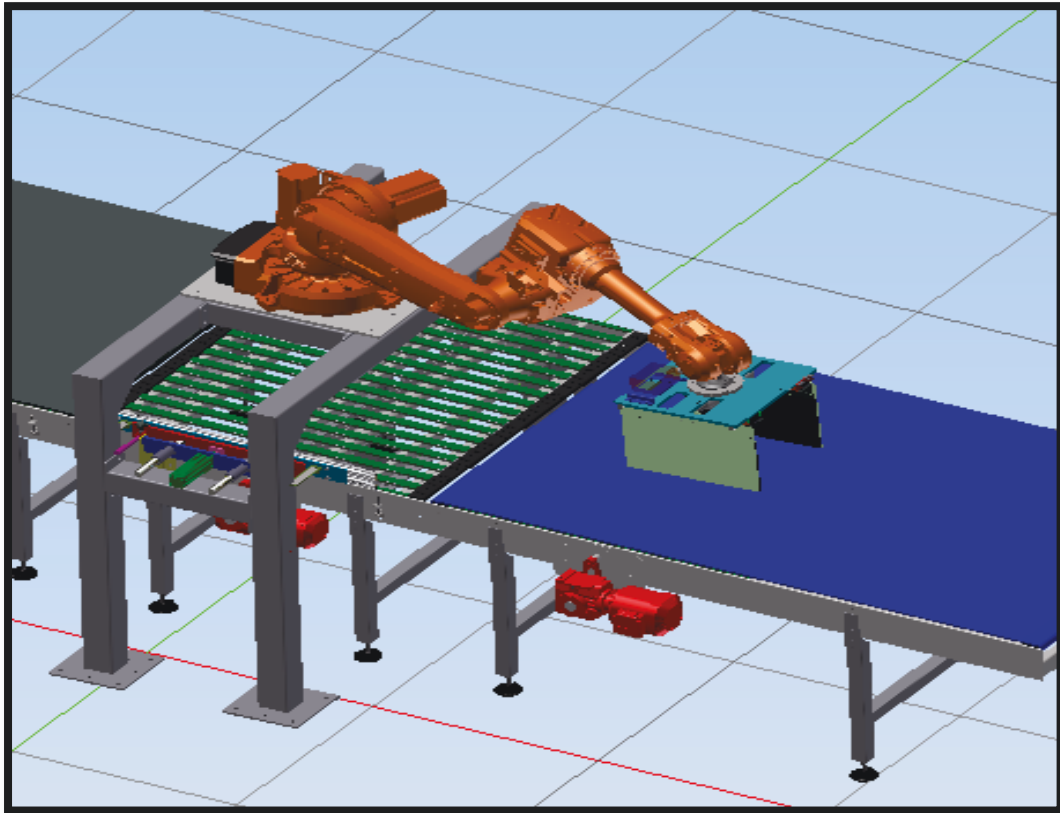


Figure- 9- Le châssis du robot

Quand les paquets arrivent à l'étape de la formation des couches, le robot accomplit son travail.

Le châssis du robot doit être installé au-dessus du convoyeur et cela va aboutir à prendre des dimensions critiques pour dessiner ce châssis. C'est pour cela que notre calcul doit être bien déterminé et précis pour assurer la stabilité lors du fonctionnement de la machine.

Le châssis du robot est décomposé en deux profils métalliques qui sont assemblés entre eux par quatre supports distribués sur ces profils pour assurer sa stabilité.

Le profil métallique est soudé des deux côtés à un autre profil fixé verticalement. Ce dernier est soudé à son tour sur une plaque métallique pour la fixation du châssis à la terre.

V .2.1 -Calcul de la résistance du profil en acier

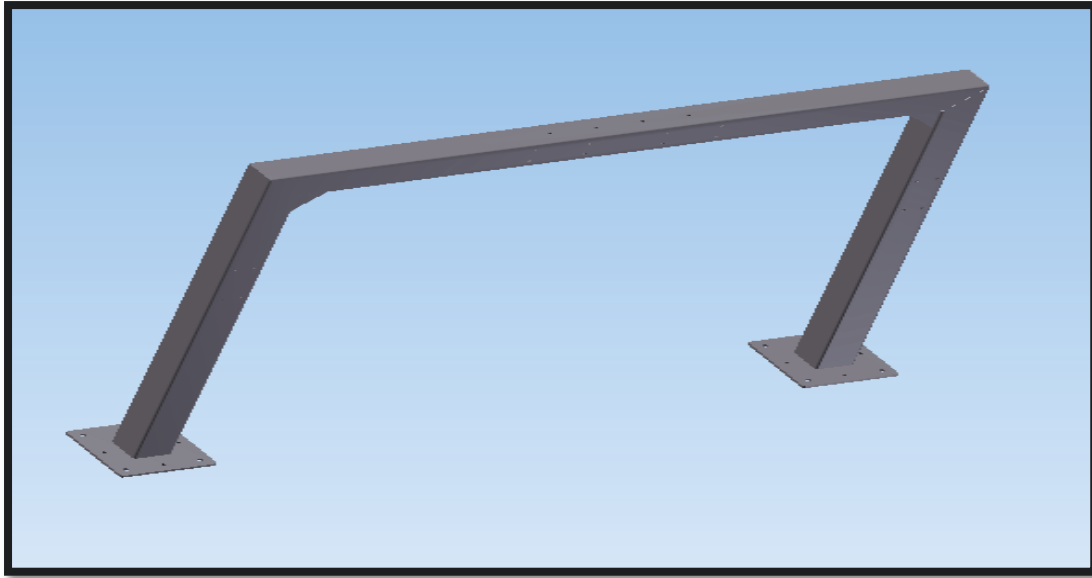


Figure -10- Profil en acier

Caractéristiques de l'acier:

Densité $\rightarrow \rho = 7850 \text{ Kg} / \text{m}^3$

Module de Young $\rightarrow E = 210 \text{ GPa}$

Le module de cisaillement $\rightarrow G = 80.7 \text{ GPa}$

Limite d'élasticité $\rightarrow R_e = 200 \text{ MPa}$

Résistance pratique $\rightarrow R_p = \frac{R_e}{s = 2} = 100 \text{ MPa}$ où s est le coefficient de sécurité.

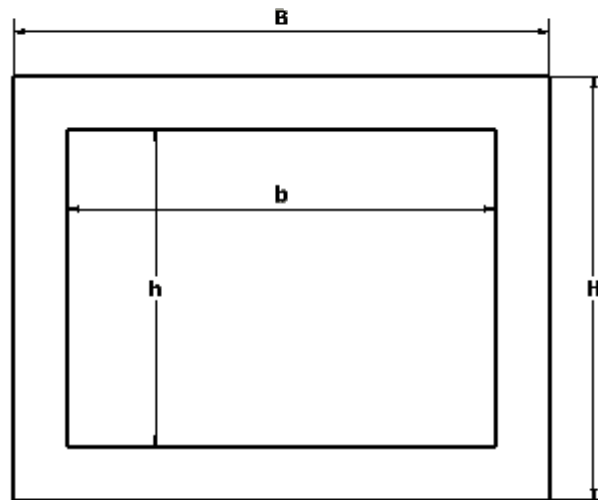
Condition de sollicitation : Le profil est en flexion

Condition de résistance : $R = \frac{Mf}{\frac{I}{V}} \leq R_p$

Où $\frac{I}{V}$ est le module de flexion.

Mf est le moment de flexion.

Le profile d'acier est un carré ayant la forme suivante :



Avec : -B=120 mm

-H=120 mm

-b=112 mm

-h=112 mm

$$\frac{I}{V} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{120 \times 120^3 - 112 \times 112^3}{6 \times 120} = 69455.6 \text{ mm}^3$$

Calcul du moment de flexion :

On a : ■ L=2000mm

■ P_{total}=4300 N

■ Accélération maximale du robot : 5000mm/s²

Sur les appuis on a :

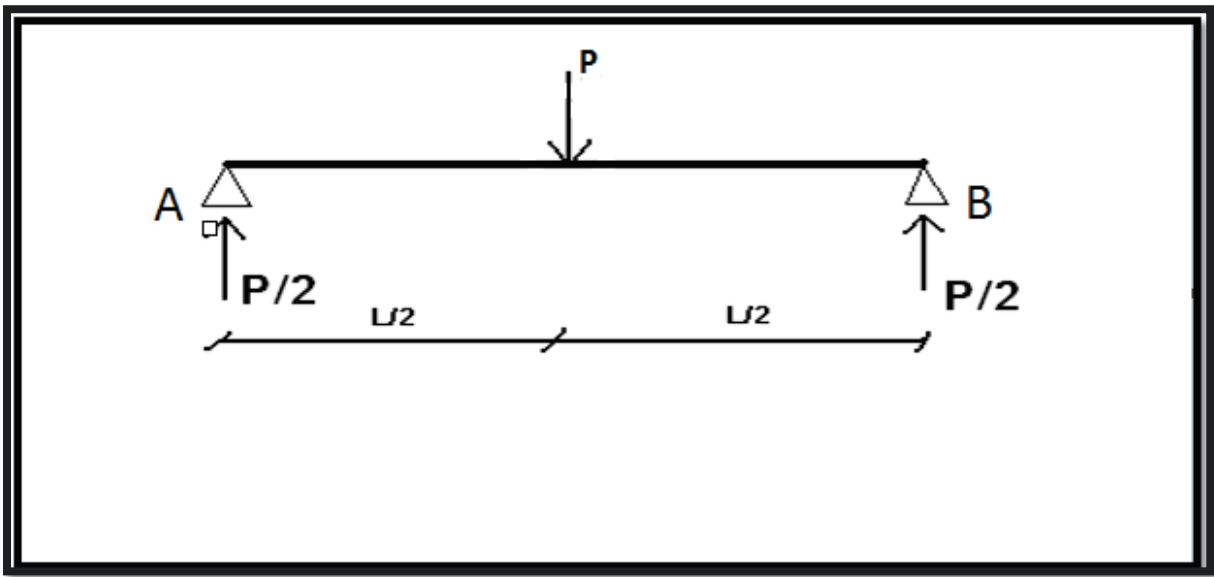
$$\sum M/A=0 \rightarrow R_B \times 2 + 2150 \times 1 = 0$$

$$\rightarrow R_B = -1075 \text{ N}$$

$$\sum M/B=0 \rightarrow R_A \times 2 + 2150 \times 1 = 0$$

$$\rightarrow R_A = -1075 \text{ N}$$

$$\text{Donc } \sum F/Y=0 \rightarrow R_A + R_B - P = 0 \quad \textbf{Vrai}$$



$$M_f = \frac{P}{2} \times \frac{l}{2} + M = \frac{1}{4} \times P \times l = \frac{2150 \times 2000 \times 10^{-3}}{4} + 625 = 1700 \text{ N.m}$$

$$R = \frac{M_f}{\frac{I}{V}} = \frac{1700}{69455.6 \times 10^{-3}} = 20.47 \text{ MPa}$$

Remarque : tout ce calcul est fait sur la moitié du châssis

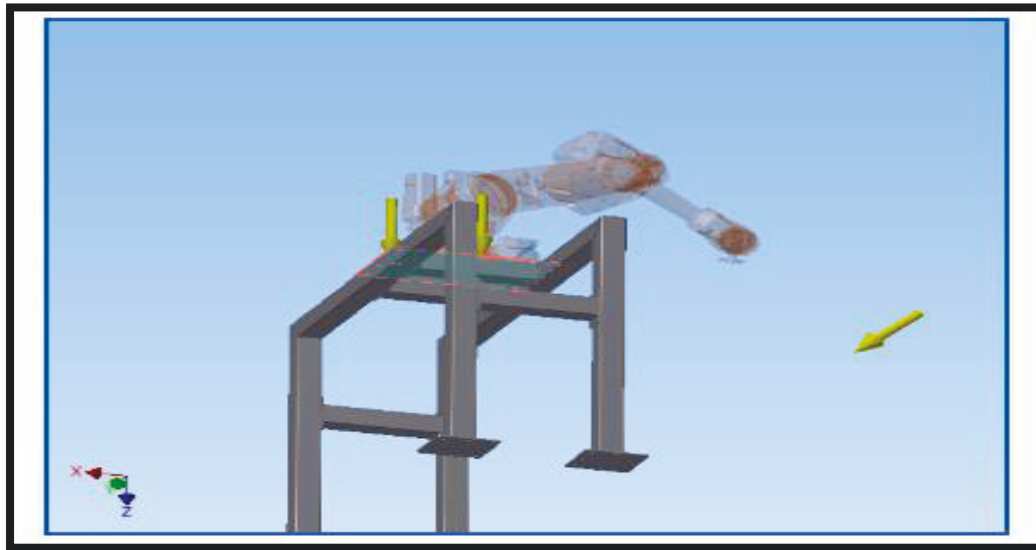
$$\text{C'est-à-dire} \rightarrow 20.47 \times 2 = 40.9 \text{ MPa}$$

$$41 \leq R_p$$

Donc nous sommes sur le côté sécuritaire.

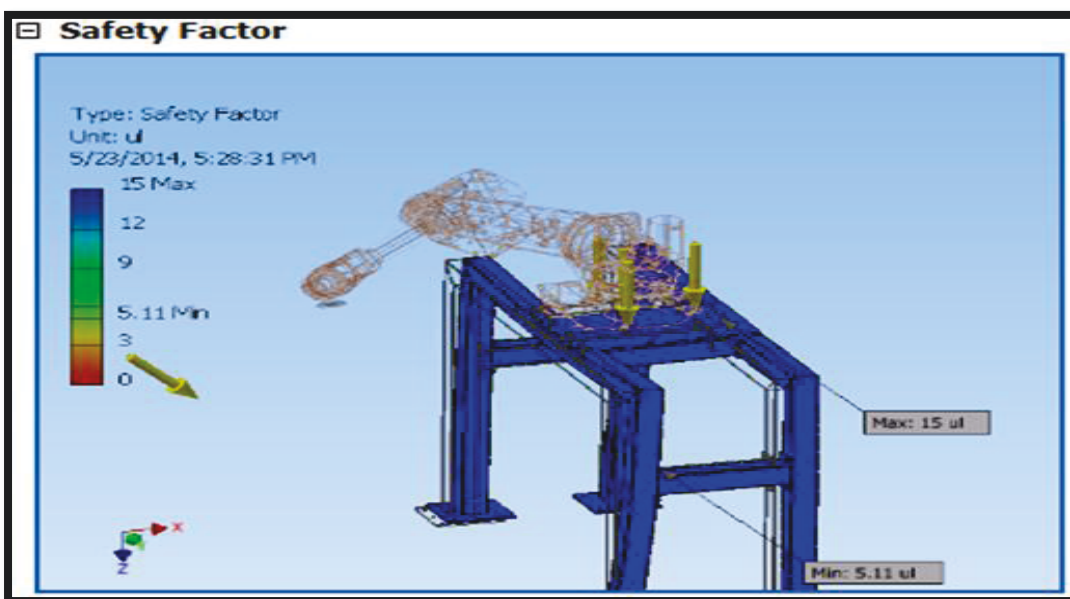
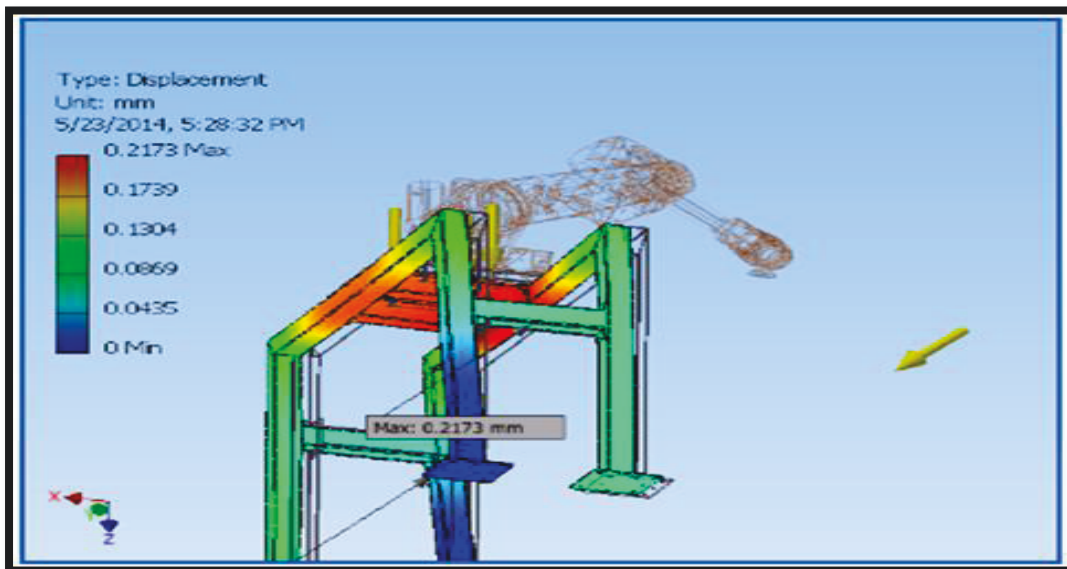
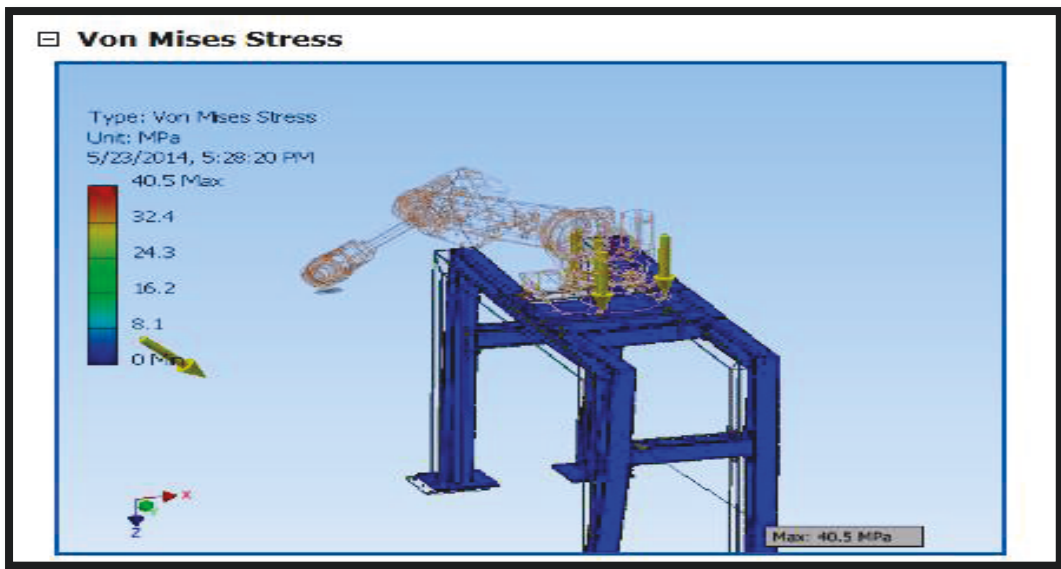
V .2.2 -Comparaison avec le logiciel inventor

Ce calcul est comparé et justifié sur le logiciel **inventor**



Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	199128000 mm ³	
Mass	273.332 kg	
Von Mises Stress	0.0000333587 MPa	40.5035 MPa
1st Principal Stress	-13.9458 MPa	28.7417 MPa
3rd Principal Stress	-35.4541 MPa	11.1568 MPa
Displacement	0 mm	0.217339 mm
Safety Factor	5.11068 ul	15 ul
Stress XX	-20.7172 MPa	15.4734 MPa
Stress XY	-19.4781 MPa	9.22705 MPa
Stress XZ	-16.8774 MPa	10.0459 MPa
Stress YY	-16.7453 MPa	17.4506 MPa
Stress YZ	-11.112 MPa	12.0097 MPa
Stress ZZ	-35.1207 MPa	27.8523 MPa
X Displacement	-0.0000103585 mm	0.177398 mm
Y Displacement	-0.0531496 mm	0.070474 mm
Z Displacement	-0.00777898 mm	0.127352 mm
Equivalent Strain	0.000000000191861 ul	0.000158603 ul
1st Principal Strain	-0.00000326943 ul	0.000107886 ul
3rd Principal Strain	-0.000172028 ul	0.00000671243 ul
Strain XX	-0.000110858 ul	0.0000600608 ul
Strain XY	-0.000112884 ul	0.0000534749 ul
Strain XZ	-0.0000978124 ul	0.0000621891 ul
Strain YY	-0.0000673649 ul	0.0000756191 ul
Strain YZ	-0.0000687888 ul	0.0000743457 ul
Strain ZZ	-0.000126491 ul	0.0000983526 ul
Contact Pressure	0 MPa	408.778 MPa
Contact Pressure X	-72.4741 MPa	404.471 MPa
Contact Pressure Y	-59.0254 MPa	24.2084 MPa
Contact Pressure Z	-83.624 MPa	59.7279 MPa



V .2.3 -Calcul du nombre des vis

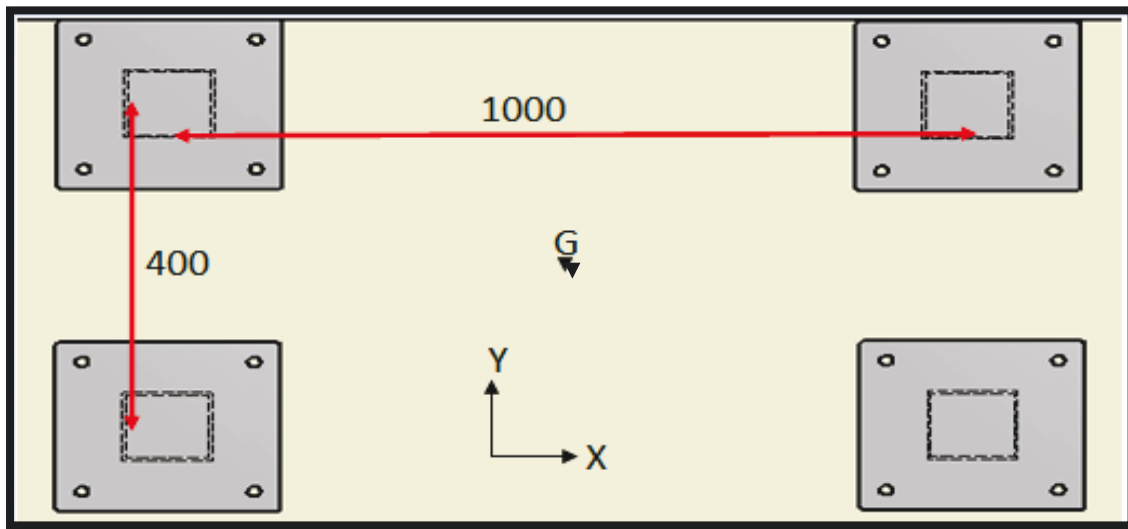


Figure- 11- Vue de haut pour la distribution des pieds

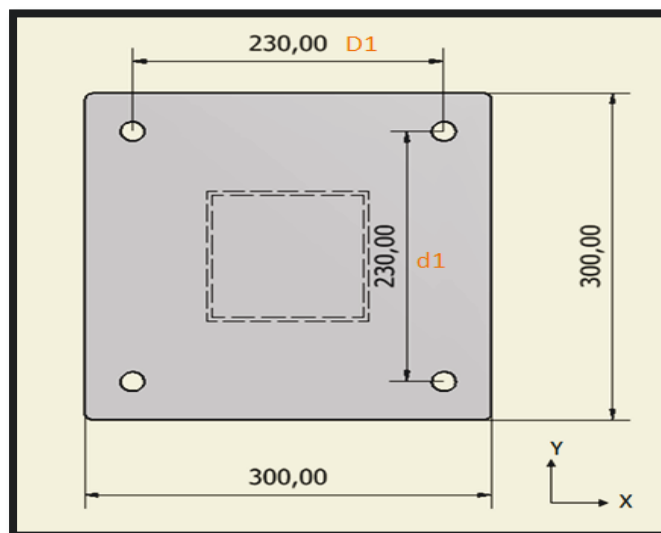


Figure- 12- Vue de haut pour les dimensions des trous

La masse totale du système (chassis +robot) est égale à :700 kg

L'accélération maximale du robot est 5000 mm/s^2

Divisons par 4 pour distribuer la force sur les 4 pieds du chassis.

Alors : $F = m \times g \times a$

$$F = 175 \times 9.8 \times 5$$

$$F = 8575 \text{ N}$$

Donc: Force générée sur le vis critique de la plaque T_c :

$$T_c = \left(\frac{F \times X_G}{2 \times D_1} - \frac{F}{2} \right) + \left(\frac{F \times Y_G}{2 \times d_1} - \frac{F}{2} \right)$$

On peut écrire :

$$T_c = \frac{F}{2} \left(\frac{X_G}{D_1} + \frac{Y_G}{d_1} - 2 \right)$$

$$T_c = \frac{8575}{2} \left(\frac{615}{230} + \frac{315}{230} - 2 \right)$$

$$\mathbf{T=4282 \text{ N}}$$

Pourquoi l'usage de l'acier inoxydable dans les vis?

L'une des propriétés la plus importante des aciers inoxydables dit «inox» est leurs résistances à la corrosion .La résistance de ces alliages métalliques aux attaques chimiques des produits corrosifs,provient des propriétés à s'auto-protéger des formations spontanées à leur surface d'un film complexe d'oxydes et d'hydroxydes de chromes appelé « couche passive» .Cette couche protège le substrat métallique de la corrosion généralisée et des attaques localisées .Elle est extrêmement mince ,d'une épaisseur de l'ordre de 1 à 2 nm ,ce qui rend négligable la vitesse de corrosion.

Il y a différentes classes des vis, en « Technica » nous utilisons les aciers de nuances **A4** pour plusieurs raisons. Premièrement, ils sont alliés en molybdène (résistant à l'acide) , ils ont une bonne résistance à la corrosion et ils sont beaucoup utilisés dans l'industrie alimentaire.

En « Technica » les années d'expériences dans ce domaine de structure nous a appris de choisir le type et le diamètre du vis puis l'appliquer directement sur une feuille Excel préparée par les ingénieurs de « Technica » afin d'agir vite dans cette étape .

On a décidé d'utiliser des vis de diamètre 16 mm, et de là on a continué nos calculs pour obtenir le nombre de vis nécessaire dans chaque plaque pour que le châssis soit complètement rigide et stable.

Donc on a choisit la classe A 4.8 : Vis en acier ayant une limite d'élasticité : $\sigma_p = 310\text{MPa}$

4.6	4.8	5.8	8.8	9.8	10.9	12.9	
M5	M1.6	M5	M16	M1.6	M5	M1.6	
M6	M1.8	M6	M18	M1.8	M6	M1.8	
M7	M2	M7	M20	M2	M7	M2	
M8	M2.2	M8	M22	M2.2	M8	M2.2	
M9	M2.5	M9	M24	M2.5	M9	M2.5	
M10	M3	M10	M27	M3	M10	M3	
M11	M3.5	M11	M30	M3.5	M11	M3.5	
M12	M4	M12	M33	M4	M12	M4	
M14	M4.5	M14	M36	M4.5	M14	M4.5	
M16	M5	M16		M5	M16	M5	
M18	M6	M18		M6	M18	M6	
M20	M7	M20		M7	M20	M7	
M22	M8	M22		M8	M22	M8	
M24	M9	M24		M9	M24	M9	
M27	M10			M10	M27	M10	
M30	M11			M11	M30	M11	
M33	M12			M12	M33	M12	
M36	M14			M14	M36	M14	
	M16			M16		M16	
						M18	
						M20	
						M22	
						M24	
						M27	

Figure- 13- Classes des vis

Après le choix de la classe de vis, on peut calculer le nombre de vis qu'on a besoin pour fixer la châssis :

- Diamètre de la vis utilise : 16mm
- Diamètre minimale de la vis : 13.835mm.
- Coefficient de sécurité s : 2.

Donc

$$n = \left(\frac{T \times s}{A \times \sigma_p} \right)$$

Avec $A = \pi r^2$

$$A = 150 \text{ mm}^2$$

$$n = \left(\frac{4282 \times 2}{150 \times 310} \right)$$

$$n \cong 1$$

Donc pour atteindre la stabilité du châssis, on peut fixer à chaque pied un vis .Mais par raison de géométrie et sécurité et pour que la distribution des vis sur chaque pied soit symétrique par rapport aux autres, on a décidé de mettre 4 vis sur chaque pied.

Nominal diameter	Pitch	root radius	pitch diameter	minor diameter		thread height		drill diameter
d = D	P	r	d2=D2	d3	D1	h3	H1	mm
M 1	0,25	0,036	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,75
M 1.1	0,25	0,036	0,938	0,793	0,829	0,153	0,135	0,85
M 1.2	0,25	0,036	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,95
M 1.4	0,3	0,043	1,205	1,032	1,075	0,184	0,162	1,1
M 1.6	0,35	0,051	1,373	1,171	1,221	0,215	0,189	1,25
M 1.8	0,35	0,051	1,573	1,371	1,421	0,215	0,189	1,45
M 2	0,4	0,058	1,74	1,509	1,567	0,245	0,217	1,6
M 2.2	0,45	0,065	1,908	1,648	1,713	0,276	0,244	1,75
M 2.5	0,45	0,065	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	2,05
M 3	0,5	0,072	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	2,5
M 3.5	0,6	0,087	3,11	2,764	2,85	0,368	0,325	2,9
M 4	0,7	0,101	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	3,3
M 4.5	0,75	0,108	4,013	3,58	3,688	0,46	0,406	3,8
M 5	0,8	0,115	4,48	4,019	4,134	0,491	0,433	4,2
M 6	1	0,144	5,35	4,773	4,917	0,613	0,541	5
M 7	1	0,144	6,35	5,773	5,917	0,613	0,541	6
M 8	1,25	0,18	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	6,8
M 9	1,25	0,18	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	7,8
M 10	1,5	0,217	9,026	8,16	8,376	0,92	0,812	8,5
M 11	1,5	0,217	10,026	9,16	9,376	0,92	0,812	9,5
M 12	1,75	0,253	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	10,2
M 14	2	0,289	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	12
M 16	2	0,289	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	14

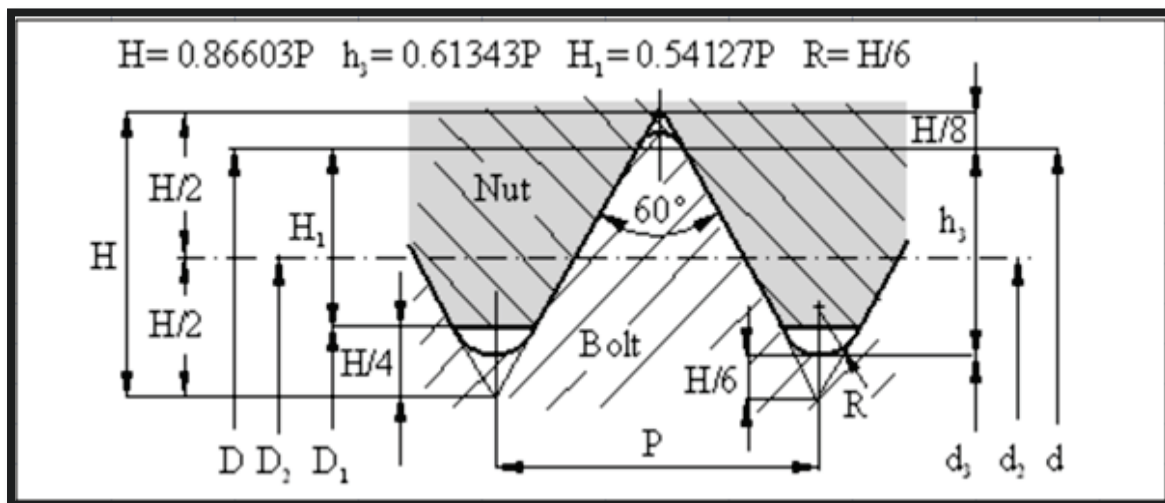


Figure- 14- Propriétés des vis

Head Marking	Size Range	Minimum Proof Strength	Minimum Tensile Strength	Minimum Shear Strength	Material
	(mm)	(10 ⁶ Pa)	(10 ⁶ Pa)	(10 ⁶ Pa)	
	M5 - M36	225	400	230,8	Low or medium carbon steel
	M1.6 - M16	310	420	242,3	Low or medium carbon steel, fully or partially annealed
	M5 - M24	380	520	300	Low or medium carbon steel, cold worked
	M16 - M36	600	830	478,9	Medium carbon steel, Quenched & Tempered

Figure- 15- Limite d'élasticité des vis

Vérification a l'aide du logiciel (feuille Excel préparé en Technica) :

Subject: Calculation sheet for tensile load on steel bolts **Prepared by :** Najaabi akar
Date : 03/06/2014

Input =		Output =		
Bolt Specifications		Bolt Loading		
Bolt Class	Bolt Nominal Diameter d=D	Tensile Load (kN)	Shear Load (kN)	Safety Factor
4.8	M 16	4	0	2
Bolt Number Calculation				
Suggested Number of Bolts for Pure Tension		Suggested Number of Bolts for Pure Shear		Tension + Shear
1		1		1
Bolt Properties				
Minimum Proof Strength (10⁶ pa)	Minimum Tensile Strength (10⁶ pa)	Minimum Shear Strength (10⁶ pa)	Material	
310	420	242,3	Low or medium carbon steel, fully or partially annealed	
Max Bolt Force				
Minor Cross Section (mm²)	Maximum Proof Force (N)	Maximum Proof Force (kN)	Maximum Proof Force (kgf)	Maximum Proof Force (tf)
150,33	46603	46,60	4752	4,68
Bolt Dimensions				
Pitch	pitch diameter	minor diameter	thread height	drill diameter (mm)
P	d2=D2	D1	H1	

V.3 La tête de la préhension

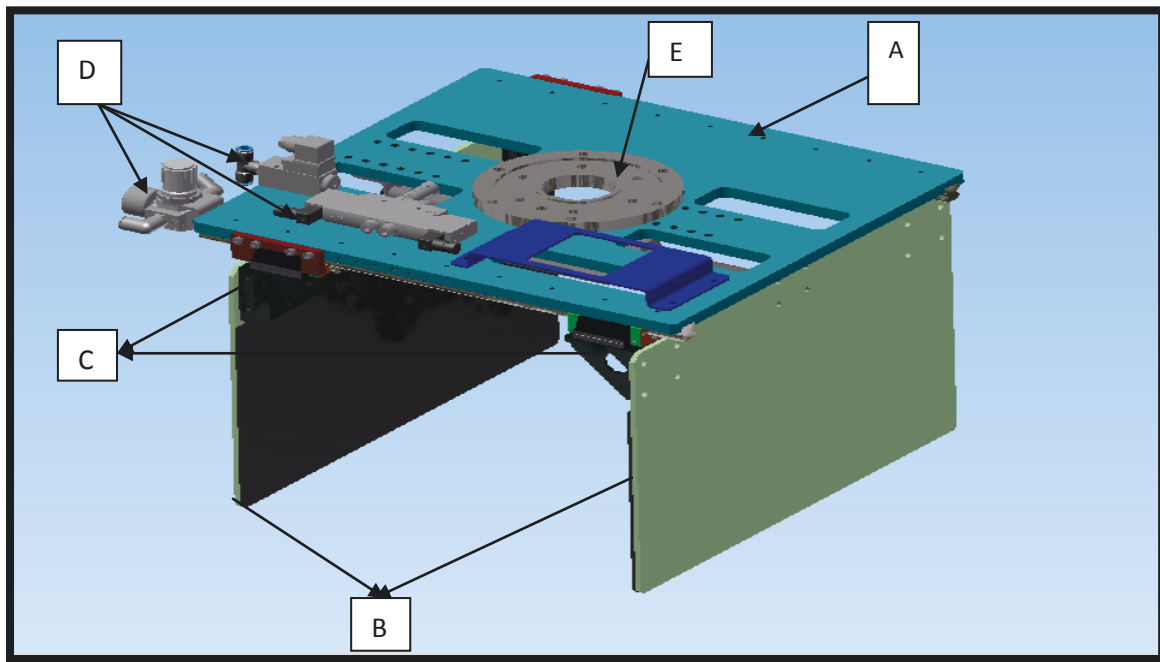


Figure -16- La tête de préhension

Le rôle de la tête de préhension est la rotation des paquets : une fois que les paquets ou les lots sont correctement orientés en fonction de la tête du robot, ce dernier les dispose et les aligne pour former une couche. Cette opération peut se faire, en ligne ou à 90°. Cette rotation s'impose lorsque l'on souhaite de :

- Garantir la stabilité des produits.
- Optimiser le nombre de produits/couche.
- Optimiser la visibilité des conditionnements (visibilité du nom des produits exposés sur les palettes) : cela est particulièrement important lorsque la palette est utilisée comme support pour exposer le produit au public.

A- Plaque de support qui maintient tout le système, elle est fabriquée en aluminium pour minimiser le poids du système.

B- Deux plaques métalliques couvertes d'une couche en plastique qui soutiennent le produit afin d'obtenir une rotation avec une stabilité parfaite des paquets en absence de chocs pendant la rotation .

C- Quatre paliers linéaires qui assurent le fonctionnement du système, on verra le calcul dans la partie suivante.

- D- Accessoires du système pneumatique assurant le fonctionnement du vérin qui à son tour provoque le mouvement de la tête.
- E- Pièce en aluminium qui est le lien entre le robot et sa tête.

Calcul et dimensions des paliers :

D'après le catalogue du **HIWIN**, on a dans ce cas la distribution des forces et des paliers suivantes :

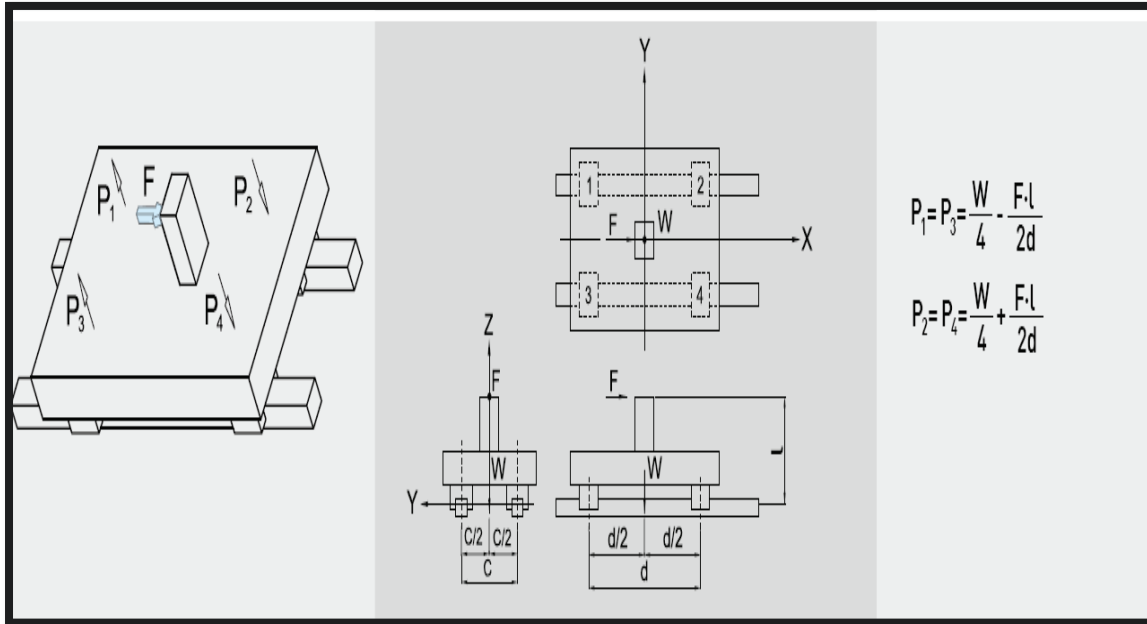


Figure- 17- Distribution des forces et des paliers

Donc :

- Poids appliquée: $W=392 \text{ N}$
- Distance entre la force et l'appuie : $L=215 \text{ mm}$
- Force $F=250 \text{ N}$
- Distance entre les blocs: $d=450 \text{ mm}$

Calculons alors : P_1, P_2, P_3 et P_4

$$P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F \times L}{2d}$$

$$P_1 = P_3 = 39 \text{ N}$$

Et

$$P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \times L}{2d}$$

$$P_2 = P_4 = 157 \text{ N}$$

D’après ces résultat , on pourra choisir le plus petit palier et en se référant à ce tableau ci-dessous on prend les dimensions du palier choisi .

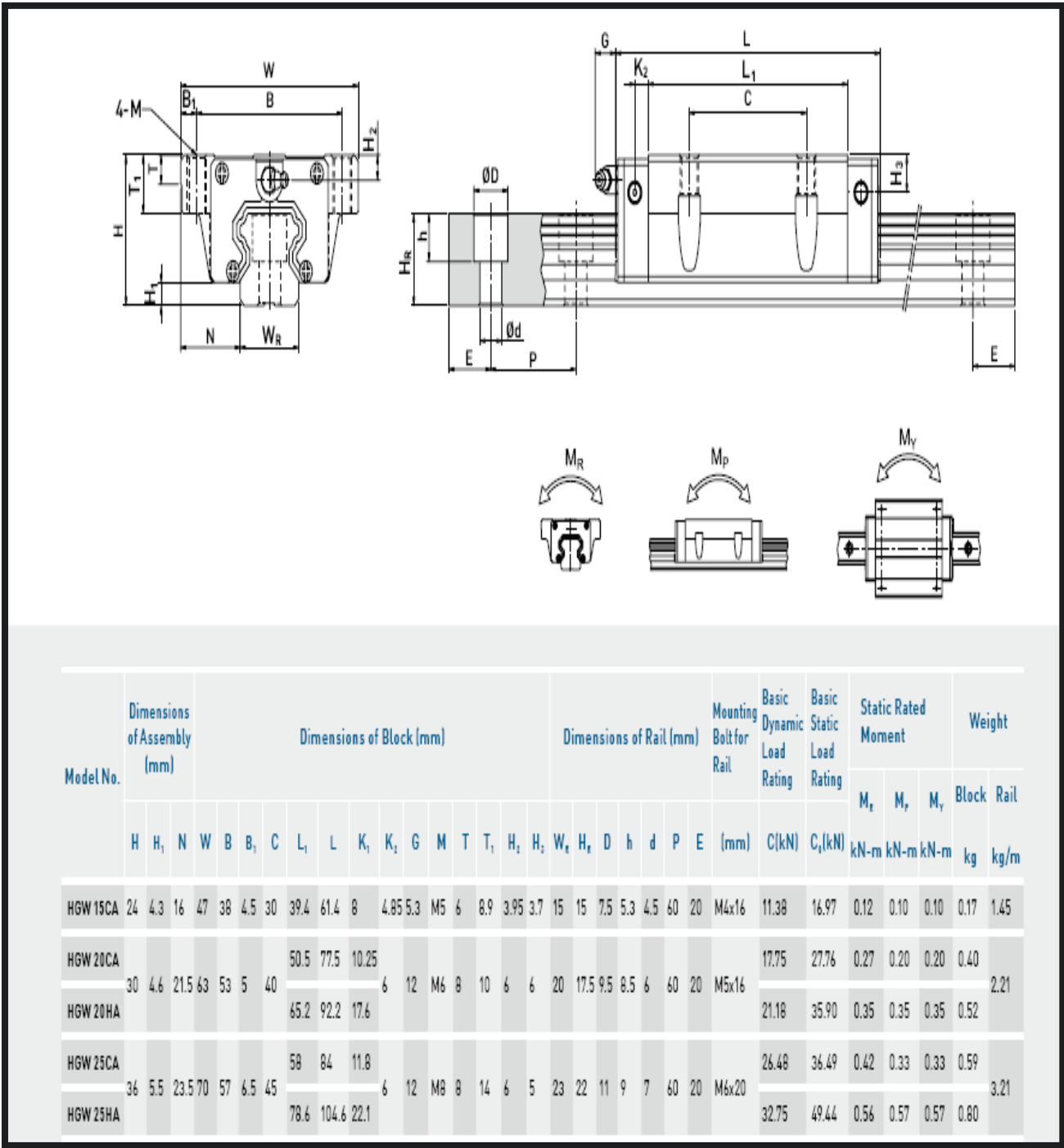


Figure- 18- Caractéristiques du palier extrait du catalogue HIWIN

Durée de vie :

La vie nominale L :

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times 50 \text{ km}$$

Durée de vie, L_h :

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{V \times 3600}$$

Facteur de sécurité f_s :

$$f_{sl} = \frac{C_0}{P}$$

Nous avons choisi le **HGW 15 CA Z0 C + ZZ** du catalogue HIWIN avec:

- C_0 = charge statique = 16.97 kN
- C = charge dynamique = 11.38 kN

Et ayant une vitesse $V = \frac{d}{t} = \frac{400}{0.5} = 800 \text{ mm / s}$, on obtient:

- $L = 190413 \text{ km}$
- $L_h = 6611 \text{ heures de fonctionnement continu.}$
- $f_{sl} = 80 > 2 \rightarrow$ Donc nous sommes sur le côté très sécurité.

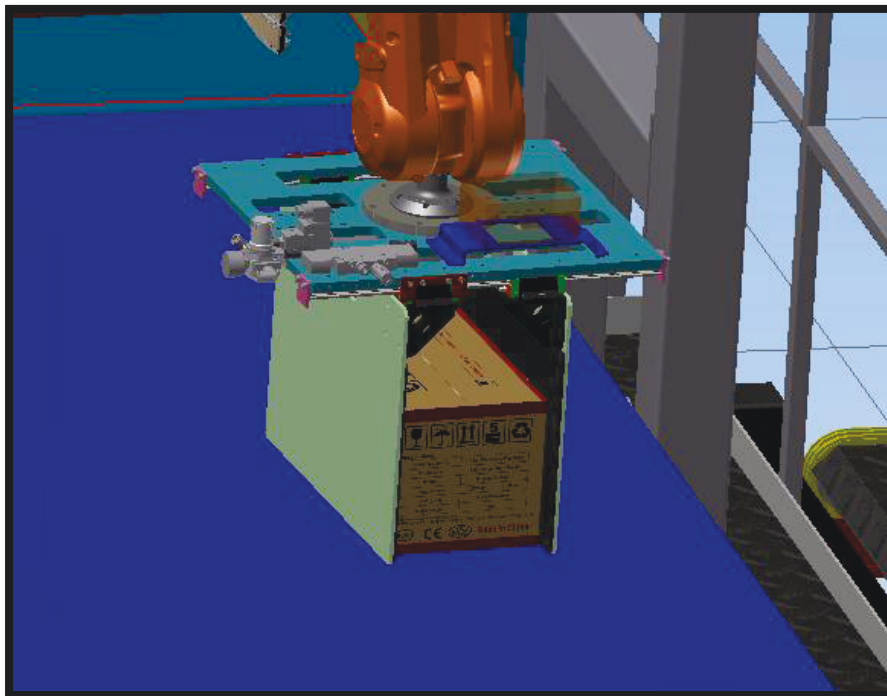


Figure- 19- Préhension du produit

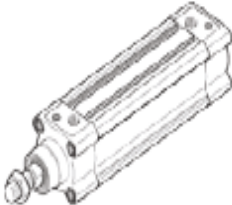
Pour le vérin, on choisit à l'aide du logiciel festo : **DSBC-63-125-PPVA-N3**.

Standard cylinder

DSBC-63-125-PPVA-N3

Part number: 1383583





Data sheet

Feature	values
Stroke	125 mm
Piston diameter	63 mm
Based on the standard	ISO 15552
Cushioning	PPV: Pneumatic cushioning adjustable at both ends
Assembly position	Any
Piston-rod end	Male thread
Design structure	Piston Piston rod Profile barrel
Position detection	For proximity sensor
Operating pressure	0.6 ... 12 bar
Mode of operation	double-acting
Operating medium	Compressed air in accordance with ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Note on operating and pilot medium	Lubricated operation possible (subsequently required for further operation)
Corrosion resistance classification CRC	2
Ambient temperature	-20 ... 80 °C
Impact energy in end positions	1.3 J
Cushioning length	22 mm
Theoretical force at 6 bar, advance stroke	1,870 N
Mounting type	Optional with internal (female) thread with accessories
Pneumatic connection	G3/8
Materials note	Conforms to RoHS
Materials information for cover	Aluminium die cast coated

Figure -20 -Caractéristiques du vérin

V.4-Conception du fonctionnement du convoyeur:

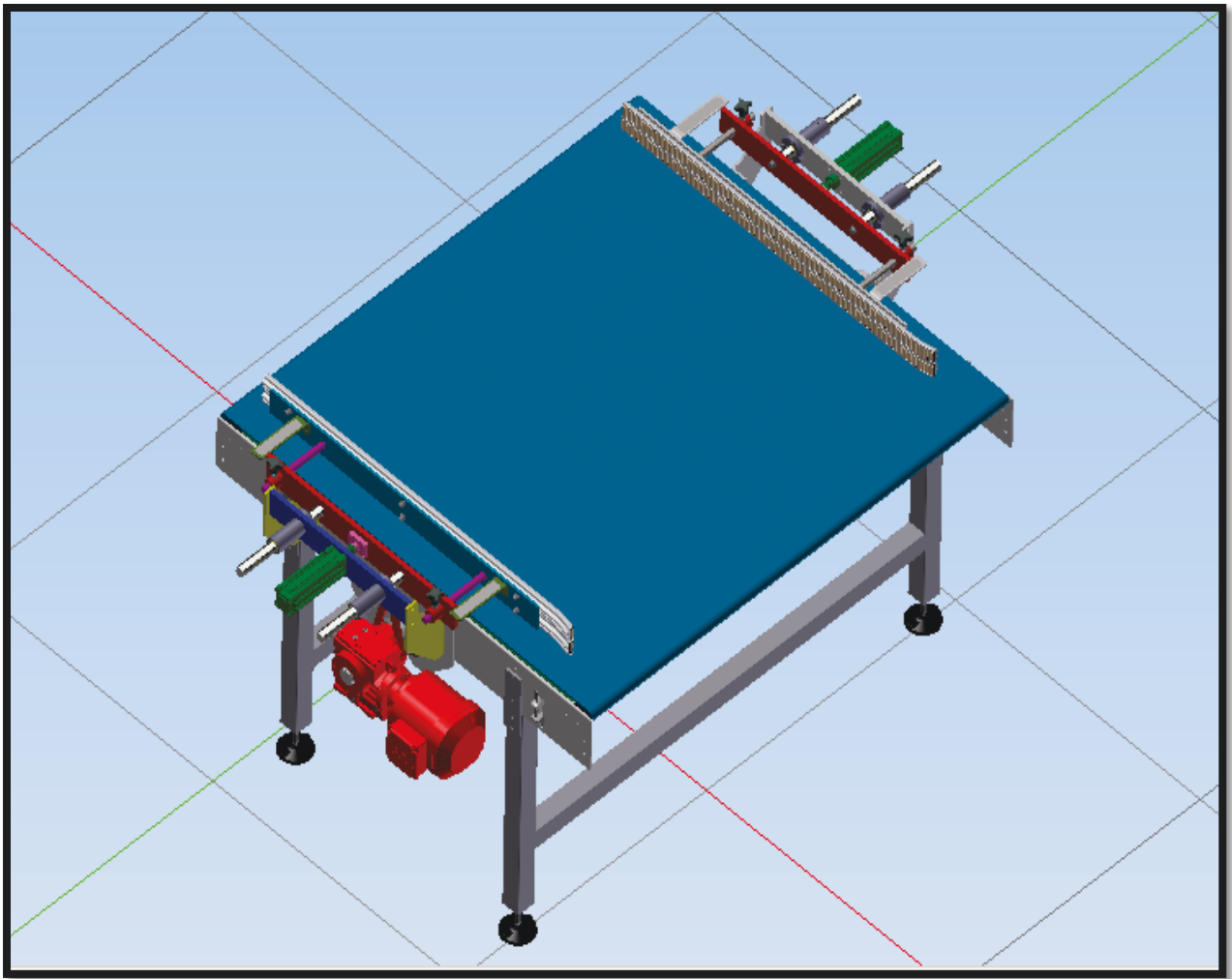


Figure- 21- Buffer convoyeur

Puisque le cycle du palettiseur est très précis (5s pour achever une couche), alors la synchronisation entre tous les systèmes de cette machine est très importante pour atteindre la durée de ce cycle. C'est pour cela, toutes les composantes et les caractéristiques choisies pour réaliser ce convoyeur doivent être bien étudiées d'avance (moteur, chaîne pignon, palier...)

Lorsqu'une couche de produit est formée, celle-ci doit être compactée avant d'être emportée et déposée sur la palette. Cette étape se fait en présence de deux systèmes de compression qui sont fixés sur les deux côtés de ce convoyeur. On verra les détails de ces systèmes dans la partie qui suit.

V .4.1-Justification du choix du mattop chain :

Dans l'industrie d'emballage, la propreté et le nettoyage sont des conditions essentielles et basiques dans la production pour assurer le climat sanitaire. Elles requièrent donc l'utilisation d'un type de chaîne qui est facile à entretenir. De même les chaînes plastiques de convoyage offrent toute une série d'avantages par rapport aux chaînes en aciers ou métaux :

- leurs faibles poids jusqu'à 40 % inférieurs à celui de l'acier.
- La consommation en énergie est petite, alors il sera possible d'employer des petits moteurs avec une plus grande efficacité..et par suite un meilleur rendement.
- Une fiabilité supérieure, une durée de vie plus élevée des chaînes.
- Une réponse aux normes alimentaires les plus élevées.

Ce type de chaîne est convenable pour telles dimensions de convoyeurs (1500mm de largeur).

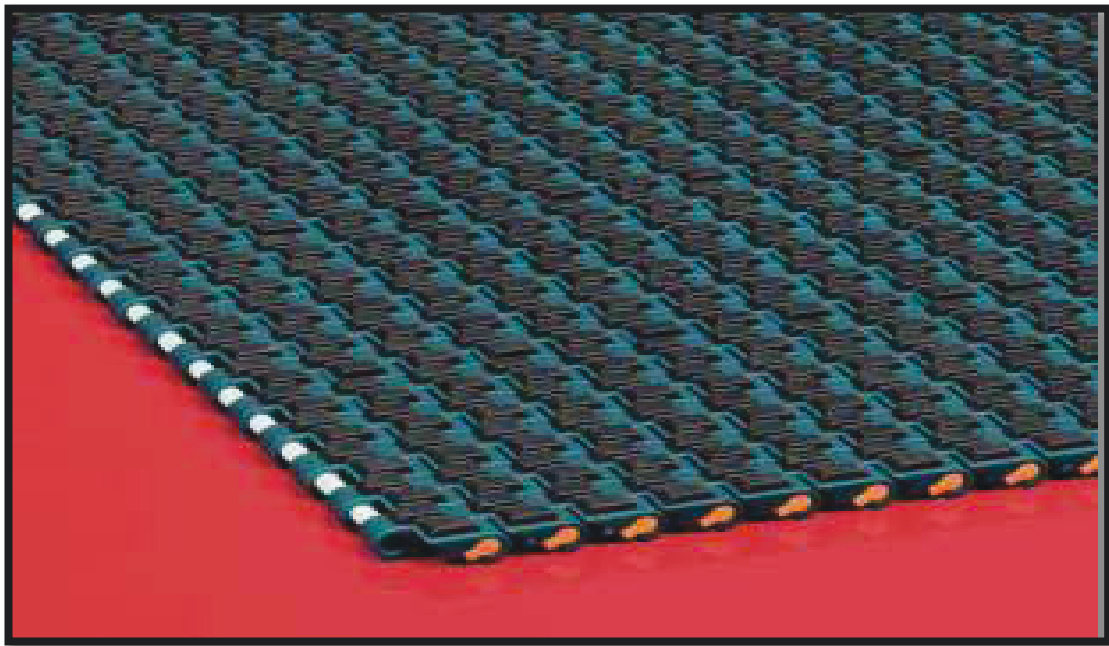


Figure -22 -Chaîne plastique **Rexnord**

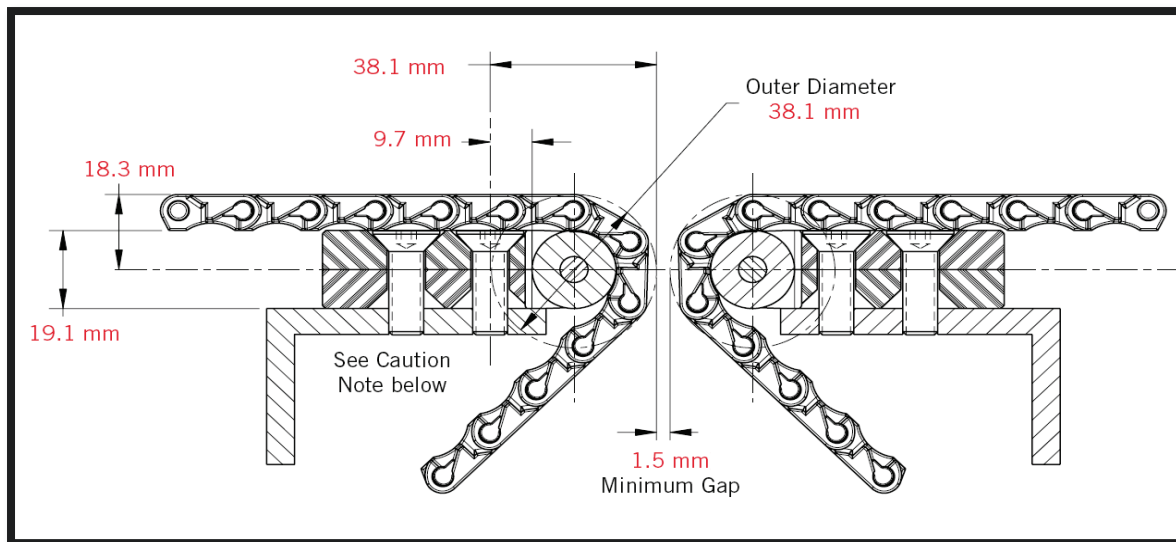


Figure -23- Transfert entre deux convoyeurs

De plus, pour éviter la perte de l'élan par une plaque métallique pendant le transfert des produits, nous avons décidé de choisir un accessoire du catalogue REXNORD la série 1505 avec un pas de 15 mm. Ce dernier nous permet de faire un transfert sans aucune liaison entre les deux convoyeurs.

REXNORD SG-1505-TCF



Figure -25- Dynamic Nose-Over Bar



Figure- 24- Standard Nose-Over Bar

De même Nous avons utilisé au lieu du **Standard Nose-Over Bar**, **dynamic Nose-over bars (REXNORD S0905-64963)** qui contient des roulements réduisant le frottement entre la chaîne et le nose-over bar. Ainsi les roulements permettront d'avoir des vitesses plus élevées en augmentant la durée de vie de la chaîne.

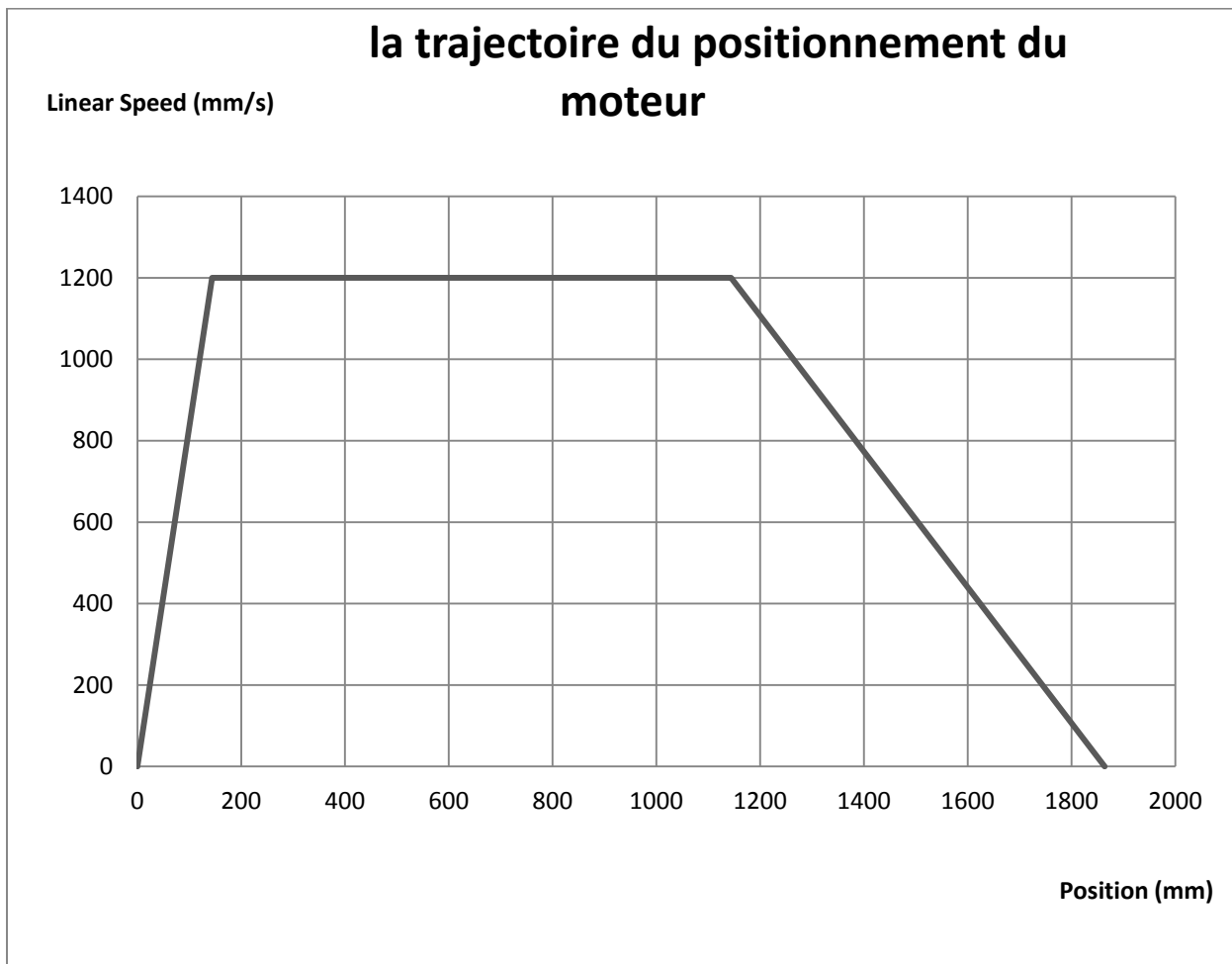
Les roulements sont de type INOX pour éviter la corrosion dans le cas d'un produit endommagé des fuites d'eau ou de liquide sur la chaîne et dans les paliers.

V .4.2-Choix et calcul du moteur

Cette machine doit avoir un cycle de temps très déterminé. Un petit retard dans un des systèmes entraîne un retard du cycle. C'est pour cela on a choisit un moteur synchrone servo moteur offrant de nombreux avantages. Citons quelques uns :

- Rapport couple/inertie élevé
- Vitesses élevées.
- Très bon contrôle de la vitesse.
- Nombreuses tailles disponibles.

La sélection du moteur



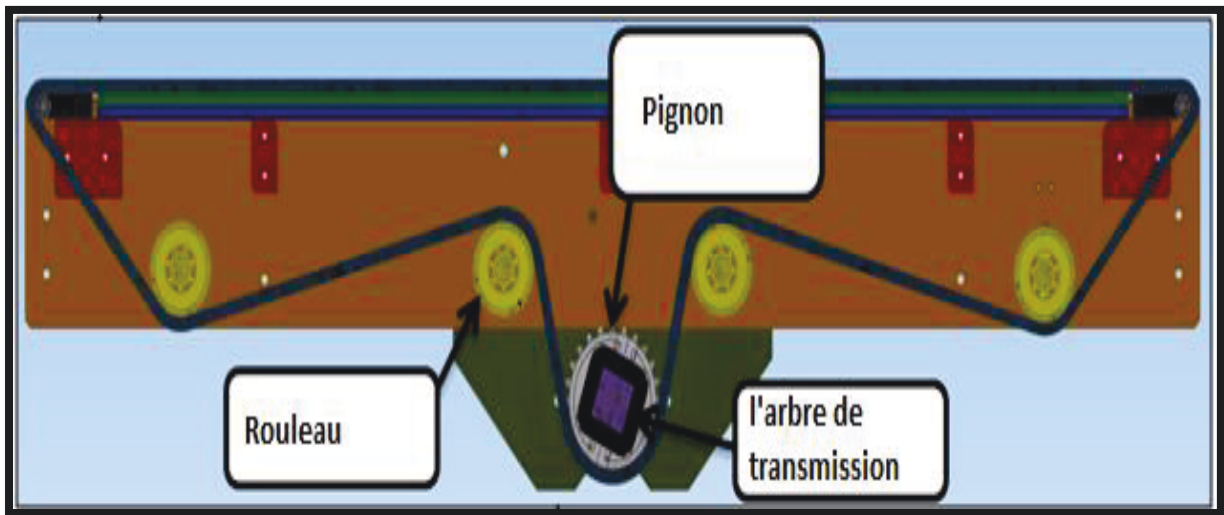


Figure -26 -Course de la chaine

- $t_{acc} = 0.24 \text{ s}$
- $t_{dec} = 1.2 \text{ s}$
- $V_{max} = 1.2 \text{ m/s}$
- Accélération, $a = 5 \text{ m/s}^2$
- Décélération, $d = 1 \text{ m/s}^2$
- La Distance accélérée :

Comme on a un mouvement rectiligne uniformément accéléré alors on peut écrire :

$$V^2 - V_0^2 = 2a(x - x_0)$$

Et comme V à $t = 0$ est 0 et $x_0 = 0$ (ou bien $v(0) = 0$) alors on peut écrire :

$$d = \frac{V^2}{2a}$$

$$d = \frac{1.44}{10}$$

$$\mathbf{d = 0.144 \text{ m}}$$

- La Distance décélérée:

Détaillement du calcul:

$$V^2 - V_0^2 = 2a(x - x_0)$$

$$d = \frac{V^2}{2a}$$

$$d = \frac{1.44}{2}$$

$$d = 0.72 \text{ m}$$

- La distance totale = 1.864 m
- La masse du produit $m = 300 \text{ kg}$
- La masse de la chaine $m_c = 14 \text{ kg/m}^2$
- La largeur de la chaine $w = 1.53 \text{ m}$
- La longueur de la chaine, $L = 1.2 \text{ m}$
- Le coefficient de frottement entre la chaine et le plastique (wear strip) $\mu = 0.18$

Cette grande accélération sera compatible à condition que la force d'inertie du produit est plus petite que la force du frottement entre le produit et la chaine.

$$m \times a < F_f$$

$$F_f = m \times g \times \mu$$

Or on a d'après le catalogue du Rexnord que le coefficient de frottement entre la chaine **REXNORD SG-1505-TCF** et le produit en plastique est 0.5, et pour le produit en carton est 0.6.

$$\begin{aligned} \text{- Pour le produit en emballage carton : } 300 \times 5 &< 300 \times 9.8 \times 0.6 \\ 1500 &< 1764 \text{ acceptable} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{- Pour le produit en emballage plastique : } 300 \times 5 &< 300 \times 9.8 \times 0.5 \\ 1500 &> 1470 \end{aligned}$$

Remarquons que pour le produit en plastique on doit diminuer l'accélération pour atteindre la vitesse convenable sans glissement du produit sur le convoyeur .

La tension maximale de la chaîne :

$$F = (m + m_c \times w \times L) \times (g \times \mu + a)$$

$$F = 2204 \text{ N.}$$

Calcul de la puissance et du torque:

Diamètre primitif du pignon, $d = 0.1149 \text{ m}$

- Torque, T :

$$T = F \times \frac{d}{2}$$

$$T = 126.62 \text{ N.m}$$

- Vitesse extérieure de l'axe, ω :

$$\omega = \frac{V_{max} \times 60}{d \times \pi}$$

$$\omega = 199 \cong 200 \text{ rpm}$$

- La puissance du moteur P :

$$P = T \times \omega (rd/s)$$

$$P = 2645 \text{ W}$$

L'efficacité de la boîte de vitesse, $e = 0.9$

Facteur de sécurité, $s = 1.2$

- La puissance nette du moteur :

$$P_{net} = \frac{P \times s}{e}$$

$$P_{net} = 3526.6 \text{ W} = 3.6 \text{ kW}$$

De ces résultats on choisit le moteur :

Servo Motor KA37CMP63M/KY

V .4.3- L'arbre de transmission : choix et calcul sur le logiciel inventor

Après la sélection de la chaîne, on peut choisir le pignon convenable d'une manière favorable par rapport au catalogue du rexnorm (il doit être compatible au type de la chaîne qui est **REXNORD SG-1505-TCF**).

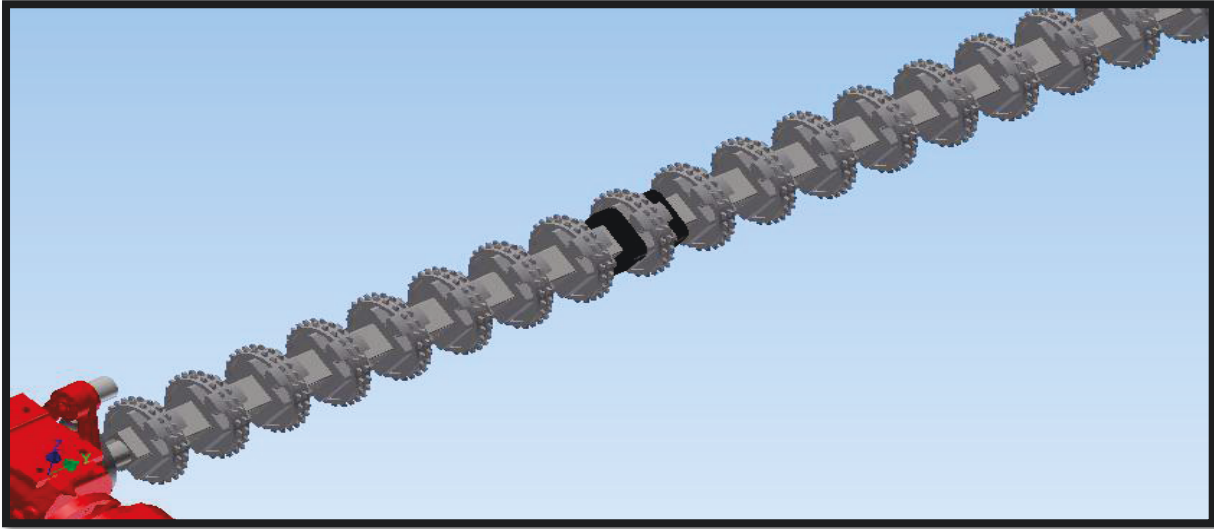


Figure -27- Assemblage de l'arbre avec les pignons et le moteur

Description générale du mécanisme de mouvement

L'arbre de transmission transmet le mouvement du moteur vers les différentes parties qui composent le système de transmission. L'arbre doit être en mesure de soutenir le milieu et les pignons latéraux, en sorte d'éviter toute rotation ou déformation dues aux différentes forces et moments qui influent sur l'arbre. Il dispose également de maintenir une parfaite horizontalité nécessaire pour garder le mouvement en équilibre sur les deux côtés.

Pour faire déplacer la chaîne à palettes plastiques, il faut assurer la transmission du mouvement à partir du servo - moteur. La chaîne à palettes plastiques et les pignons (poulie) se combinent pour remplir cette fonction avec une grande efficacité, en raison de l'absence de glissement entre la chaîne et la poulie.

Dans ce convoyeur, pour plus de précision et pour plus de développement dans nos départements on a choisi d'utiliser au lieu de l'axe de transmission normale muni des clavettes, un profil carre qui en même temps joue le rôle du clavette et de l'axe avec une très grande synchronisation avec les pignons.

Physical

Material	Steel, Galvanized
Mass	20.7 kg

Chain Tension Effect

Load Type	Force
Magnitude	1700.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	1700.000 N

Gravity

Load Type	Gravity
Magnitude	9810.000 mm/s^2
Vector X	0.000 mm/s^2
Vector Y	0.000 mm/s^2
Vector Z	-9810.000 mm/s^2

Motor Weight

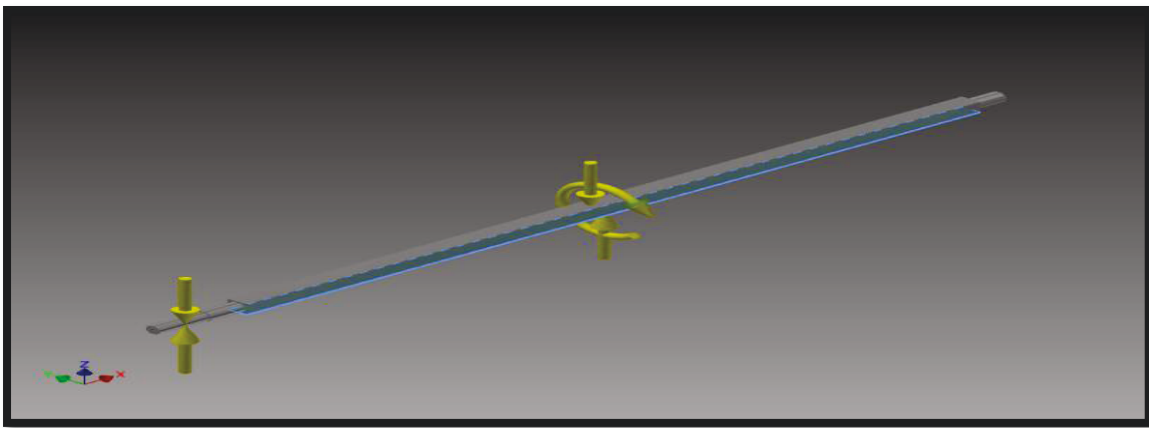
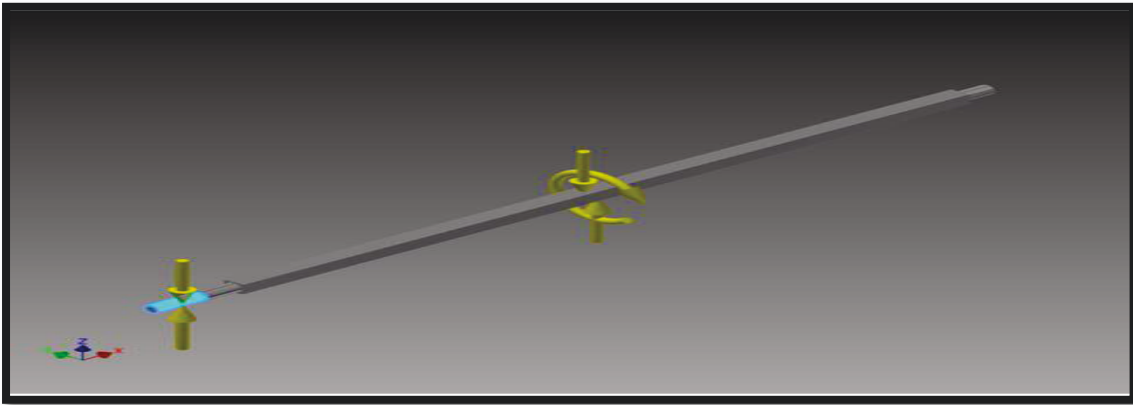
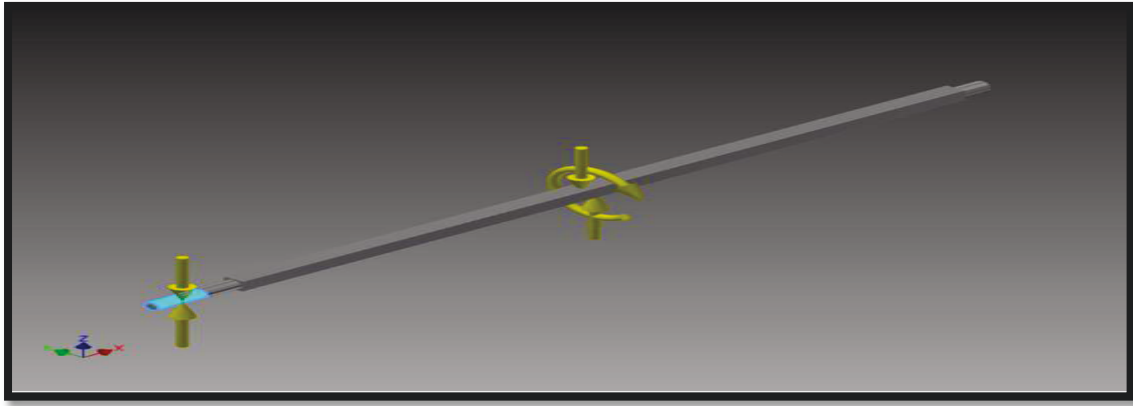
Load Type	Force
Magnitude	320.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-320.000 N

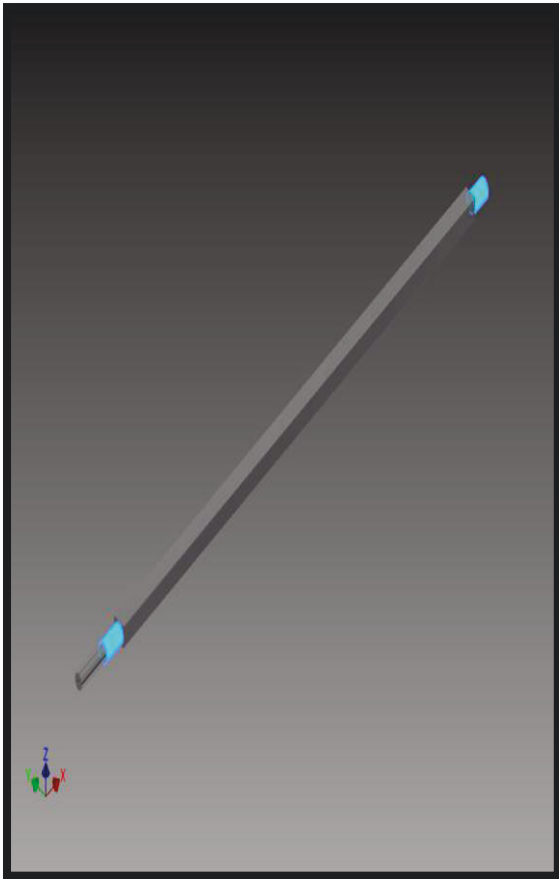
Torque Arm Reaction

Load Type	Force
Magnitude	905.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	905.000 N

Motor Torque

Load Type	Moment
Magnitude	126620.000 N mm
Vector X	126620.000 N mm
Vector Y	0.000 N mm





Motor Connection

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

Pillow Blocks

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

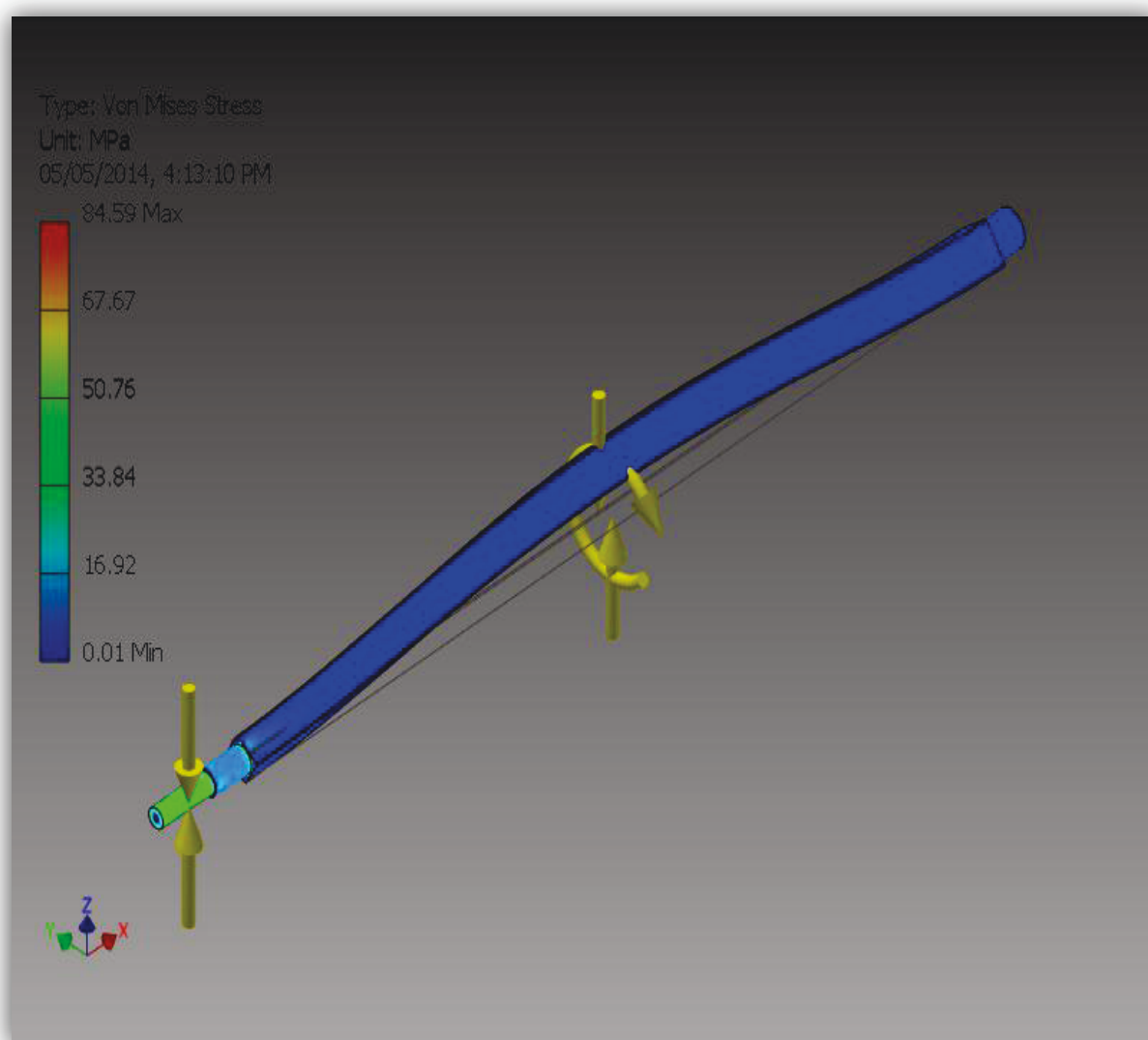


Résultat

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Von Mises Stress	0.00772313 MPa	84.5874 MPa
Displacement	0 mm	0.488165 mm
Safety Factor	2.44717 ul	15 ul

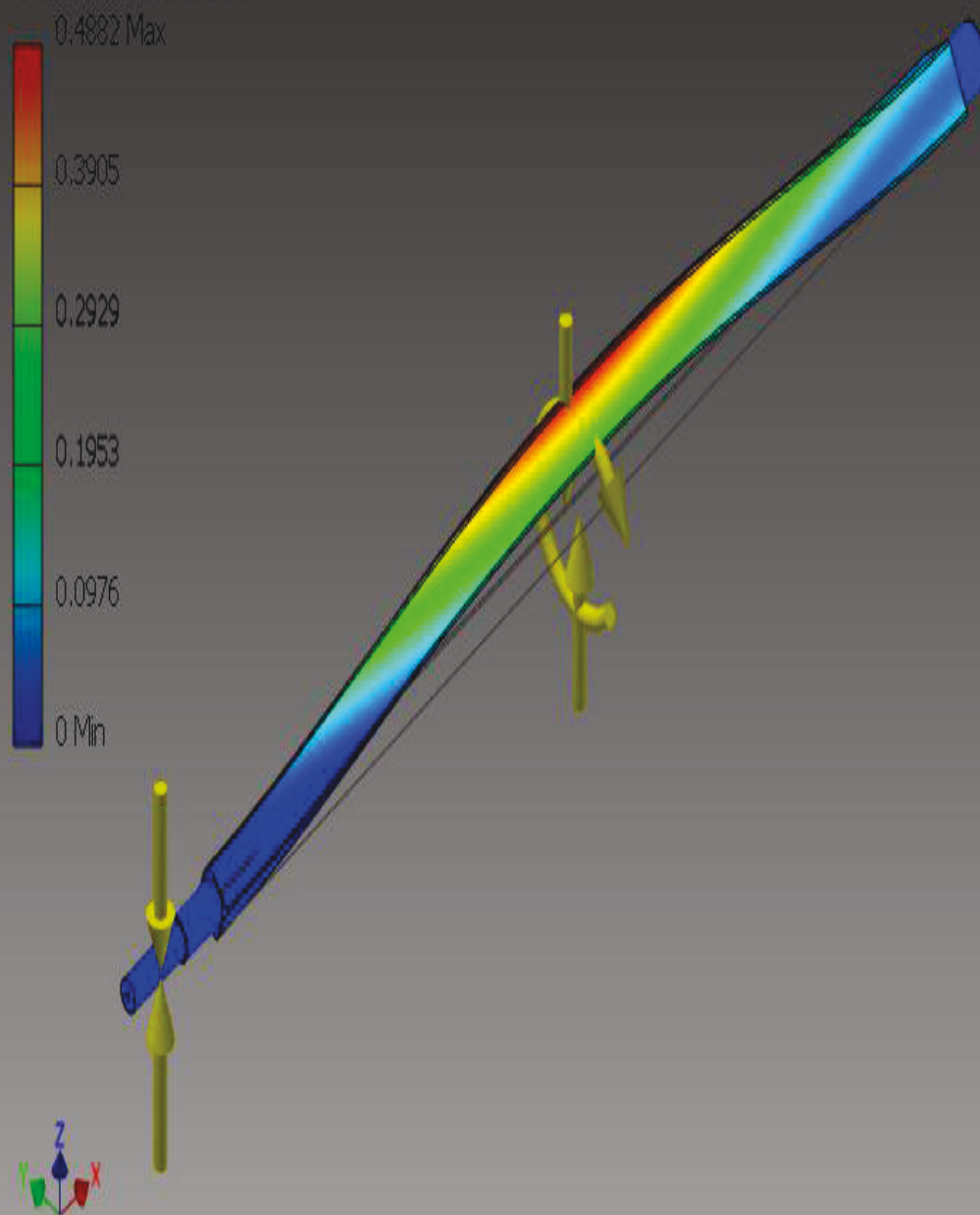
Figures



Type: Displacement

Unit: mm

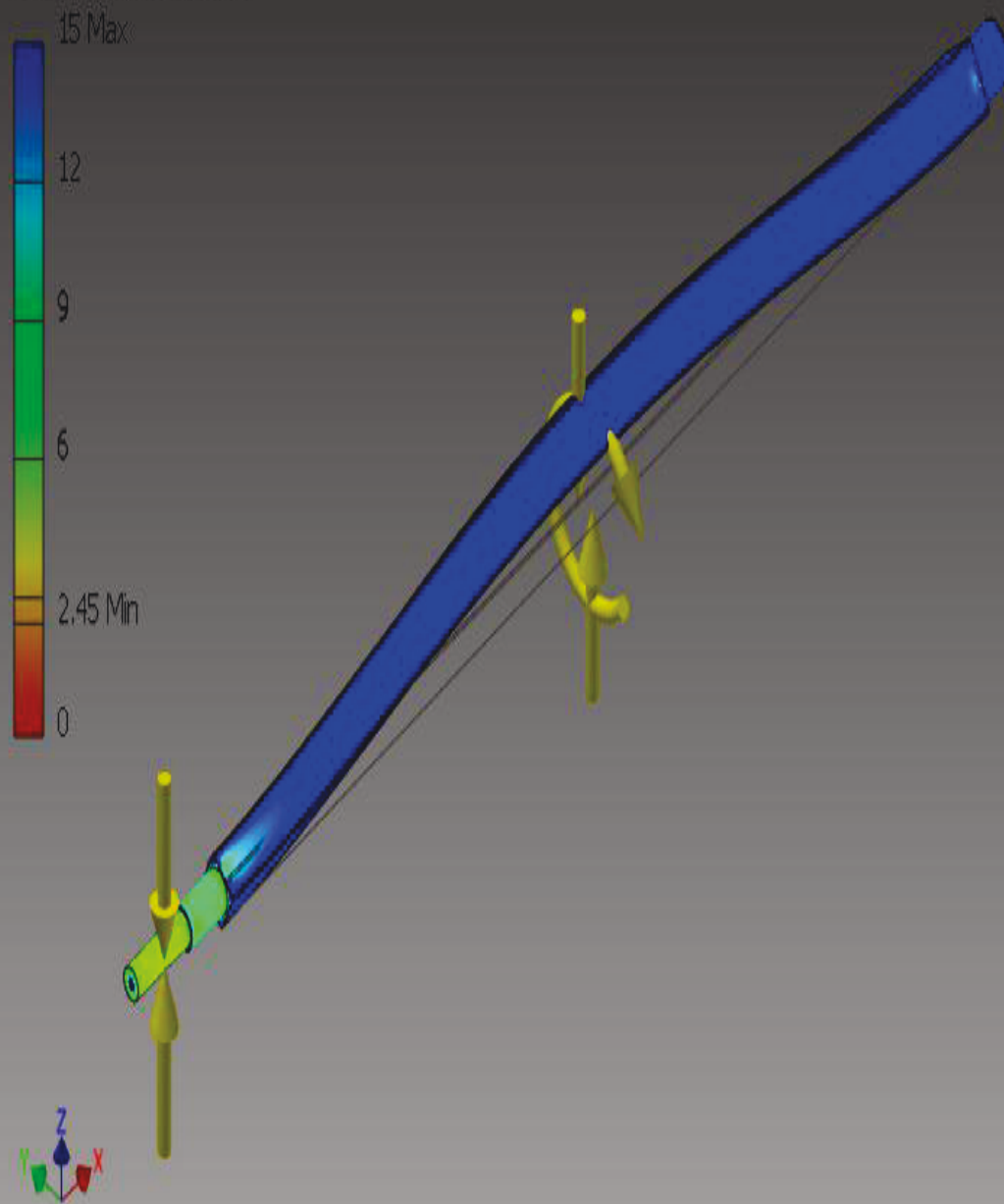
05/05/2014, 4:13:11 PM



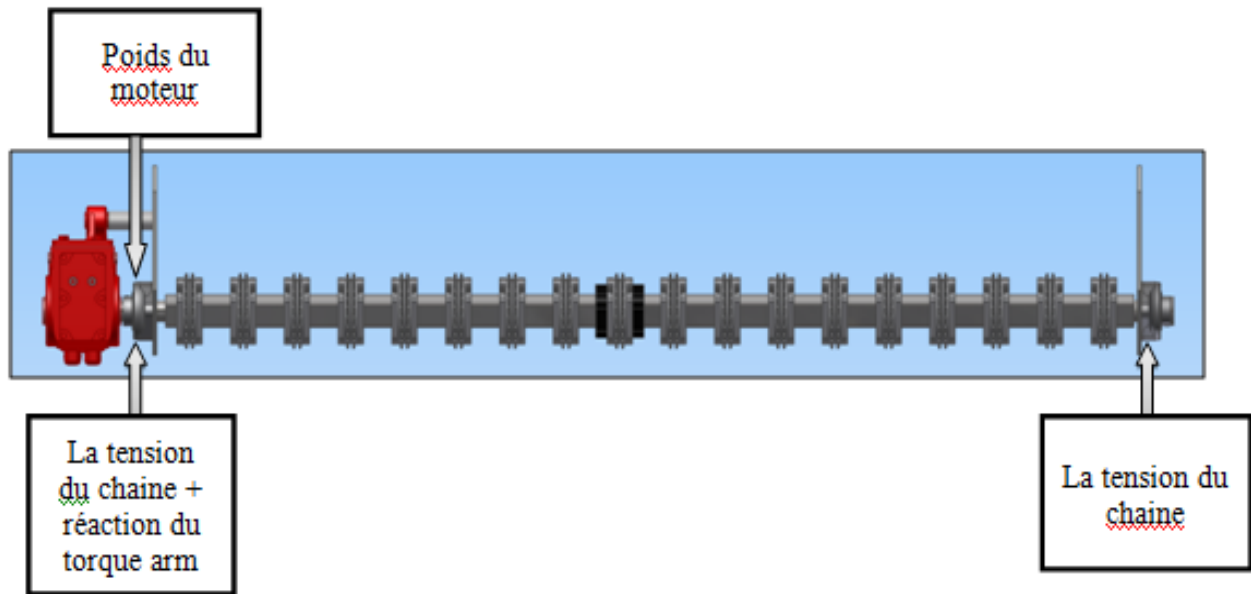
Type: Safety Factor

Unit: 1

05/05/2014, 4:13:11 PM



V .4.4-Choix des paliers et durée de vie:



Diamètre intérieure: $d = 35 \text{ mm}$

Masse du moteur : 32 kg

Les Charges appliquées:

- Force de la pesanteur :
$$F = m \times g$$
$$F = 320 \text{ N}$$

- La réaction du torque arm:

Le torque du moteur, $T = 126.62 \text{ N.m}$

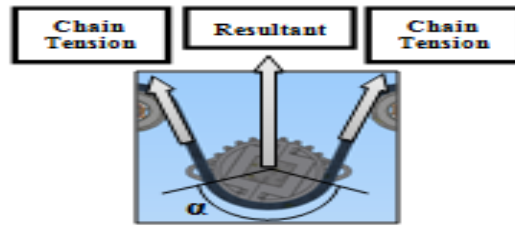
Rayon du torque arm $r_T = 0.14 \text{ m}$

Réaction du torque arm, R_T :
$$R_T = \frac{T}{r_T}$$
$$R_T = 905 \text{ N}$$

- La tension de la chaine: F_R

On a la tension maximale : $F = 2204 \text{ N}$

L'angle de contact de la chaine avec le rouleau, $\alpha = 140^\circ$



Résultat:

$$F_R = 2 \times F \times \cos\left(\frac{180 - \alpha}{2}\right)$$

$$F_R = 4142 \text{ N}$$

Cette charge est répartie sur les deux paliers.

Calculons la charge totale:

- Pour le **premier palier** installé du côté du moteur: $F_1 = 320 + 905 + 2071 = 3296 \text{ N}$ Nous utilisons cette charge dans le calcul.
- Pour le **deuxième palier**, $F_2 = 2071 \text{ N}$.

Donc à partir de ces données on choisit comme palier pour l'arbre du convoyeur : **RCJTY35- N du FAG catalogue.**

A partir du catalogue du FAG et selon le logiciel, on obtient les résultats suivants concernant la durée de vie de ces paliers :

Bearing behavior RCJTY35-N:

Facteur de sécurité	$S_{0,min}$	4.636
Durée de vie (nominal)	L_{h10}	46046 h
Charge statique	$P_{0,max}$	3300 N
vitesse	n	167 1/min
Charge dynamique	P	3300 N

$S_0 = 4.636 > 2 \rightarrow$ cote sécuritaire.

$L_{h10} = 46046 \text{ h} \rightarrow$ Acceptable.

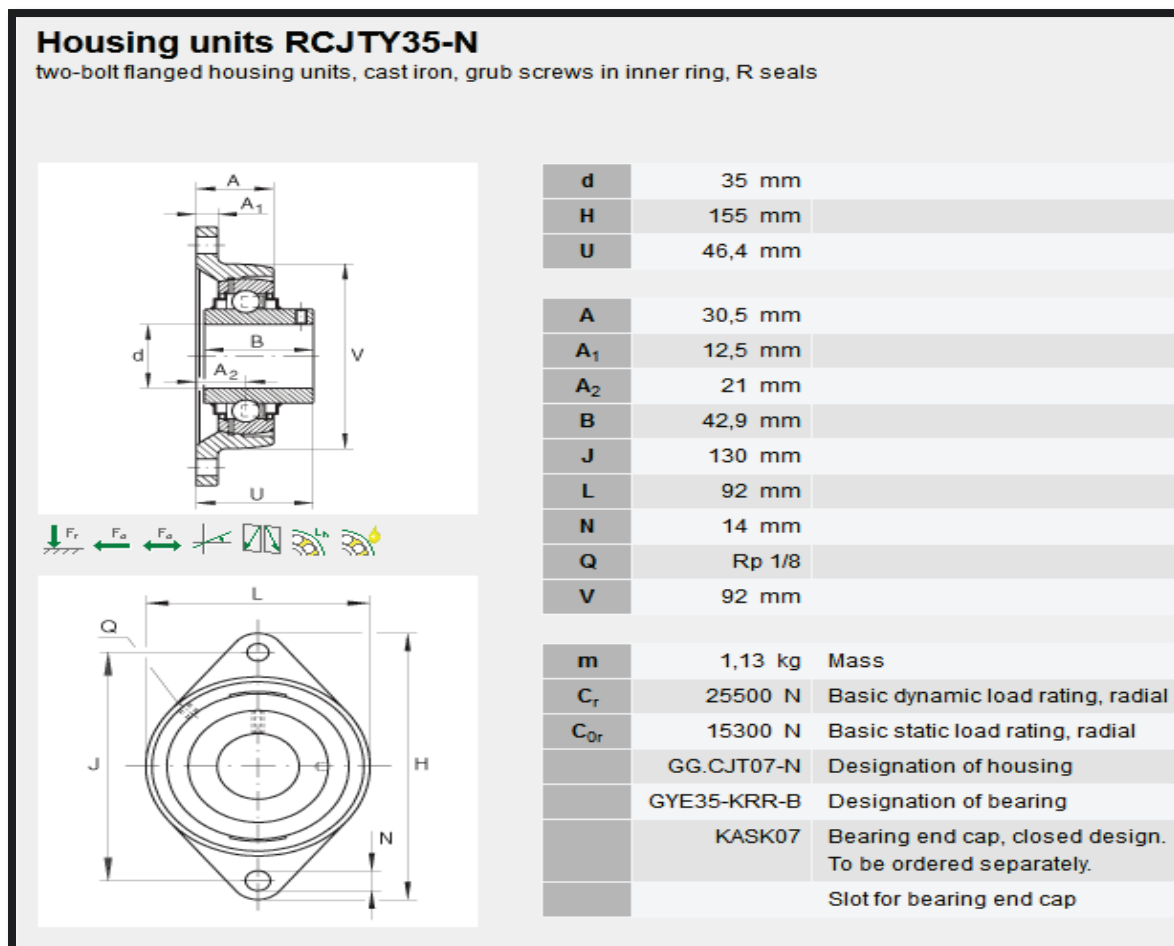


Figure -28 -Caractéristiques du palier du catalogue FAG

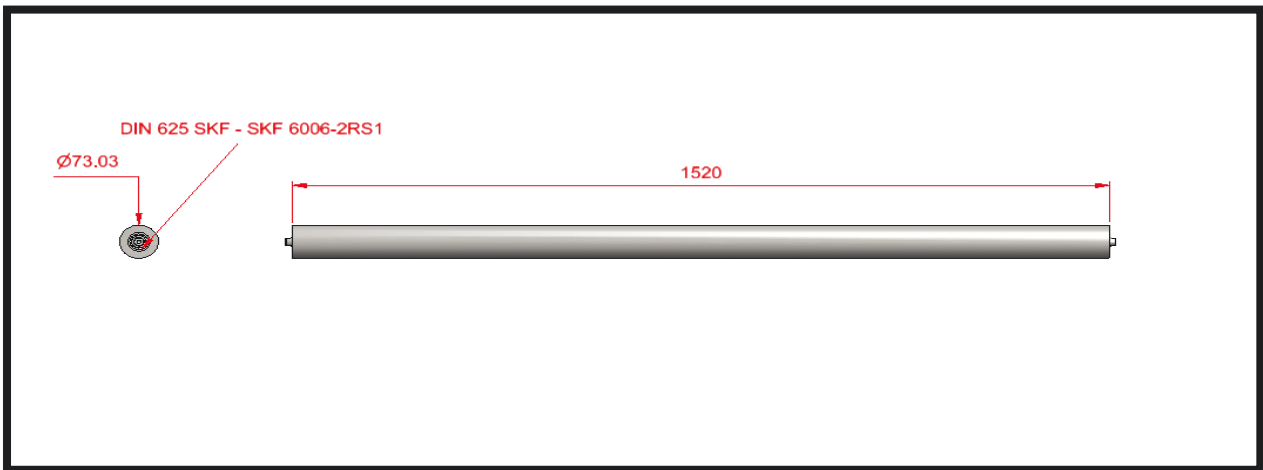
A. Lubrification des roulements :

La lubrification des roulements diminue le frottement entre les éléments qui ont des vitesses relatives. Un régime particulier de lubrification s'établit entre les éléments roulants et les bagues. Il s'agit du régime élasto-hydrodynamique. Cette théorie explique la formation d'un film d'huile sous un contact ponctuel de deux surfaces.

En plus de diminuer le frottement, la lubrification permet d'obtenir une meilleure distribution de température dans le palier, empêche la corrosion et, dans certain cas, prévient l'entrée d'abrasifs dans le roulement.

Il existe trois types de lubrification : lubrification par graissage, par bain d'huile, par brouillard d'huile. Le type de lubrification à utiliser dépend beaucoup de la vitesse de rotation de roulement. A de faibles vitesses et comme le cas de notre machine, on utilise la lubrification par graissage. Dans ce cas, on enduit de graisses les différentes parties du roulement. A des vitesses plus élevées (dans une boîte de transmission par exemple), la lubrification se fait par brouillard d'huile : l'huile est atomisée dans un jet d'air (l'huile et l'air refroidit le roulement).

V .4.5-Calcul des constituants du rouleau



Les rouleaux sont constitués du : tambour, arbre intérieure et roulement.

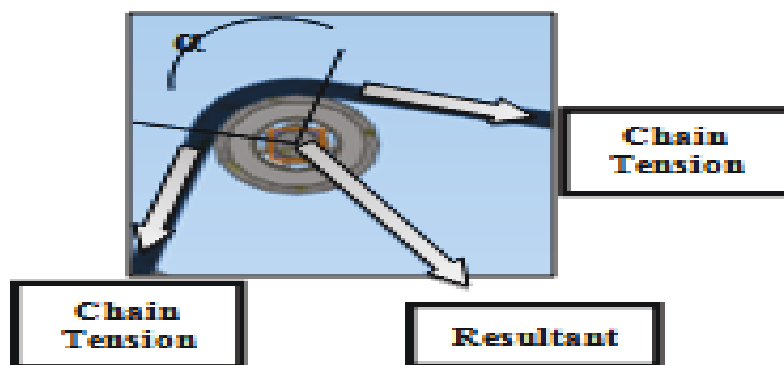
La charge exercée sur le rouleau est due à la tension de la chaine

La tension maximale de la chaine, $F = 2204 \text{ N}$

L'angle de contact de la chaine avec le rouleau, $\alpha = 86.6$

Résultante: $F_R = 2 \times F \times \cos\left(\frac{180-\alpha}{2}\right)$

$$F_R = 3023 \text{ N}$$



Cette charge est répartie sur tout le tambour :

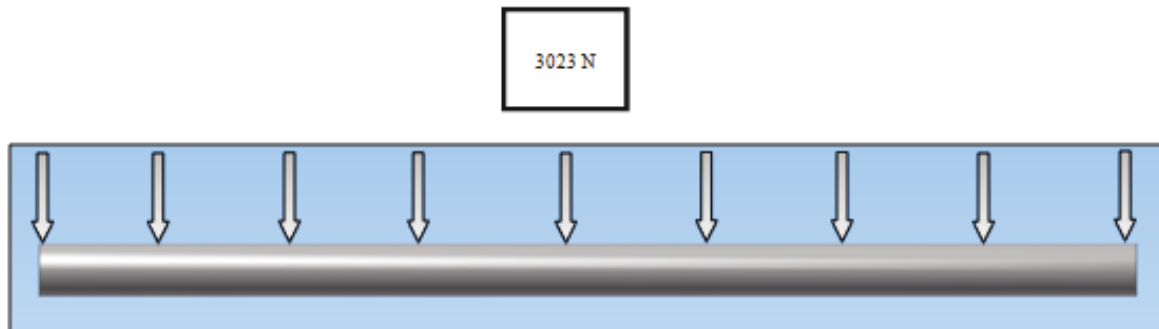


Figure-29- La charge reparti sur le tambour

Pour éviter la déformation et la vibration du tambour, nous avons choisi un tuyau en acier avec un bouchon d'extrémité soudée.

Rayon de tambour, $d_D = 73 \text{ mm}$

Vitesse du chaîne $V = 1000 \text{ mm/s}$

→RPM: 262 rpm

Le roulement a un diamètre intérieur de 30 mm →donc le diamètre de l'arbre est $d = 30 \text{ mm}$

Choix des roulements:

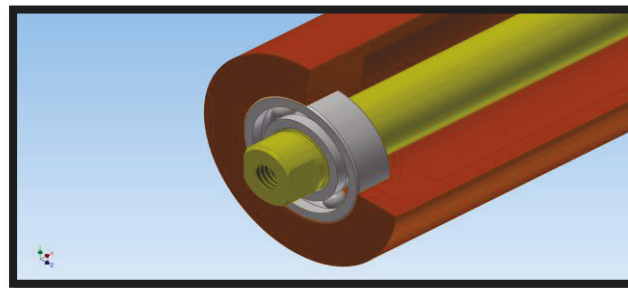


Figure -30- coupe transversale du rouleau

Ce paragraphe considère les roulements éléments de machines d'utilités importantes lorsque les surfaces sont non conformes et le mouvement est rotatif. Le but des roulements est d'assurer un positionnement et une liberté rotationnelle lors du transport de charge entre deux structures. Lors de la transmission de la charge entre deux surfaces en mouvement relative dans une machine, l'action est facilitée plus efficacement lors de l'insertion d'un élément roulant entre les deux membres en mouvement. Le frottement résistant lors du glissement est alors remplacé par une friction beaucoup moins faible associée au mouvement rotatif.

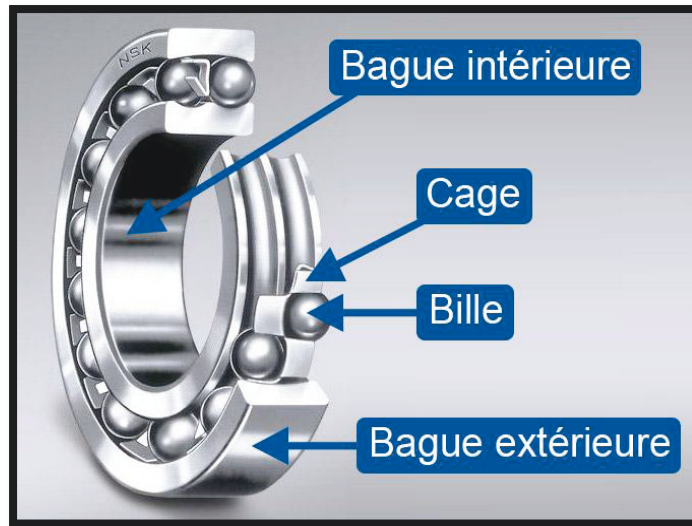


Figure -31- Vue de coupe d'un roulement

Le choix des roulements se base sur plusieurs facteurs l'un parmi lesquels on trouve les charges appliquées à l'axe supportées par ce roulement ainsi que la vitesse de rotation de l'arbre et certainement le diamètre de l'axe à l'endroit de positionnement du roulement.

Généralement, le taux de charge dynamique du roulement C est calculé en utilisant l'équation suivante :

$$C = R_e \cdot \left[\frac{N_d \times H_{10}}{\frac{100}{3} \times 500} \right]^{1/a}$$

Avec : a = constante qui dépend du type des roulements

$a = 3$ pour les roulements à billes

$a = 10/3$ pour les roulements à rouleaux

Soit $a = 3$;

N_d : La vitesse de rotation désirée de l'une des parties du roulement ;

$N_d = 262$ tr/min ;

H_{10} : Le nombre d'heures durant une opération désiré à une fiabilité de 90% ;

Si la fiabilité est différente de 90%, on utilise la formule suivante pour déterminer le nombre d'heures d'opération :

$$H_{10} = \frac{H_R}{6.84} \times \frac{1}{\left[\ln \frac{1}{R} \right]^{1/1.17}}$$

H_R : Durée désirée (exprimée en nombre d'heures, à la fiabilité R).

R : Fiabilité d'un roulement.

Soit une fiabilité de 90% et $H_{10} = 30\,000$ h.

R_e : Charge radiale équivalente.

La charge radiale doit être la plus grande parmi les deux équations suivantes :

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

Avec : F_r : charge radiale appliquée,

La tension maximale de la chaîne, $F = 2204$ N

L'angle de contact de la chaîne avec le rouleau: $\alpha = 86.6$

Résultant:

$$F_R = 2 \times F \times \cos\left(\frac{180-\alpha}{2}\right)$$

$$F_R = 3023 \text{ N}$$

- F_a : la charge axiale est 0 ;
- V : Facteur tenant compte de la bague qui tourne
- $V = 1$ si la bague intérieure tourne
- $V = 1.2$ si la bague extérieure tourne
- X : Facteur multipliant la charge radiale
- Y : Facteur multipliant la charge normale

Les valeurs de X et Y dépendent de la géométrie du roulement et elles sont données dans les catalogues pour chaque type de roulements. La table précédente montre des valeurs typiques de X et Y . Pour effectuer le calcul de R_e , on utilise les deux groupes de valeurs et la charge radiale équivalente sera la plus grande des deux.

Types de roulements	X1	Y1	X2	Y2
billes à gorges profondes	1	0	0.5	1.4
billes avec contact angulaire (angle faible)	1	1.25	0.45	1.2
billes avec contact angulaire (angle élevé)	1	0.75	0.4	0.75
billes avec double rangées	1	0.75	0.63	1.25
rouleaux sphériques	1	2.5	0.67	3.7



Figure -32 -L'arbre du rouleau

De même pour l'arbre intérieur, il peut supporter ces charges avec une faible contrainte et la déformation sera presque nulle.

Alors puisque $F_a=0$ on peut écrire :

$$R_e = \max (1 \times 1 \times 1511) = 1511 \text{ N.}$$

Et on trouve :

$$C = 1511 \times \left[\frac{262 \times 30000}{\frac{100}{3} \times 500} \right]^{1/3} = 11765 \text{ N}$$

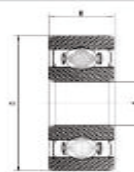
Après avoir calculé la charge dynamique C , on a recours aux catalogues spécialisés des roulements. On compare la charge et la dimension des roulements obtenue par le calcul de chaque type avec celle établie dans les catalogues. Puis on choisit le roulement dont la charge est supérieure ou égale à celle obtenue par le calcul. La différence entre les deux valeurs des charges entraîne une différence et un établissement d'une nouvelle durée de vie à la fiabilité de 90%. Pour cela, il est préférable de refaire le calcul de cette durée de vie en tenant compte de la charge dynamique prise dans le catalogue.

Cette durée de vie peut être calculée par la formule suivante :

$$H_{10} = \left(\frac{C}{R_e} \right)^a \times \frac{500 \times 100}{3 \times N_d}$$

$$L_{h10} = 45367 \text{ h} \approx 5.2 \text{ ans} \rightarrow \text{Acceptable.}$$

Donc on choisit: **DIN 6006-2RS**



Deep Groove Ball Bearing

Dimensions(mm)					Basic Load rating(kN)		Bearing No.	Limiting Speed(rpm)		Weight(kg)
d	D	B	R(min)	r(min)	C _r	C _{or}		Grease	Oil	
10	26	8	0.3	0.3	4.55	1.95	6000 ZZ	31000	36000	0.019
10	26	8	0.3	0.3	4.55	1.95	6000 2RS	19000	36000	0.019
10	30	9	0.6	0.6	5.10	2.40	6200 ZZ	24000	29000	0.032
10	30	9	0.6	0.6	5.10	2.40	6200 2RS	16000	29000	0.032
10	35	11	0.6	0.6	8.10	3.45	6300 ZZ	22000	27000	0.053
10	35	11	0.6	0.6	8.10	3.45	6300 2RS	16000	27000	0.053
12	28	8	0.3	0.3	5.10	2.40	6001 ZZ	27000	32000	0.022
12	28	8	0.3	0.3	5.10	2.40	6001 2RS	17000	32000	0.022
12	32	10	0.6	0.6	6.80	3.05	6201 ZZ	22000	27000	0.037
12	32	10	0.6	0.6	6.80	3.05	6201 2RS	15000	27000	0.037
12	37	12	1	1	9.70	4.20	6301 ZZ	20000	25000	0.060
12	37	12	1	1	9.70	4.20	6301 2RS	15000	25000	0.060
15	32	9	0.3	0.3	5.60	2.85	6002 ZZ	23000	27000	0.030
15	32	9	0.3	0.3	5.60	2.85	6002 2RS	14000	27000	0.030
15	35	11	0.6	0.6	7.65	3.75	6202 ZZ	20000	24000	0.045
15	35	11	0.6	0.6	7.65	3.75	6202 2RS	13000	24000	0.045
15	42	13	1	1	11.4	5.45	6302 ZZ	17000	20000	0.082
15	42	13	1	1	11.4	5.45	6302 2RS	12000	20000	0.082
17	35	10	0.3	0.3	6.00	3.25	6003 ZZ	21000	25000	0.039
17	35	10	0.3	0.3	6.00	3.25	6003 2RS	12000	25000	0.039
17	40	12	0.6	0.6	9.55	4.80	6203 ZZ	17000	21000	0.065
17	40	12	0.6	0.6	9.55	4.80	6203 2RS	12000	21000	0.065
17	47	14	1	1	13.6	6.65	6303 ZZ	15000	18000	0.115
17	47	14	1	1	13.6	6.65	6303 2RS	10000	18000	0.115
20	42	12	0.6	0.6	9.40	5.05	6004 ZZ	17000	21000	0.069
20	42	12	0.6	0.6	9.40	5.05	6004 2RS	10000	21000	0.069
20	47	14	1	1	12.8	6.65	6204 ZZ	15000	17000	0.106
20	47	14	1	1	12.8	6.65	6204 2RS	9700	17000	0.106
20	52	15	1.1	1.1	15.9	7.85	6304 ZZ	14000	17000	0.144
20	52	15	1.1	1.1	15.9	7.85	6304 2RS	9500	17000	0.144
25	47	12	0.6	0.6	10.1	5.85	6005 ZZ	15000	18000	0.080
25	47	12	0.6	0.6	10.1	5.85	6005 2RS	9000	18000	0.080
25	52	15	1	1	14.0	7.85	6205 ZZ	13000	15000	0.128
25	52	15	1	1	14.0	7.85	6205 2RS	8400	15000	0.128
25	62	17	1.1	1.1	20.6	11.3	6305 ZZ	11000	13000	0.232
25	62	17	1.1	1.1	20.6	11.3	6305 2RS	7500	13000	0.232
30	55	13	1	1	13.2	8.25	6006 ZZ	13000	15000	0.116
30	55	13	1	1	13.2	8.25	6006 2RS	7500	15000	0.116
30	62	16	1	1	19.5	11.3	6206 ZZ	11000	13000	0.199

20	47	14	1	1	12.8	6.65	6204 ZZ	15000	17000	0.106
20	47	14	1	1	12.8	6.65	6204 2RS	9700	17000	0.106
20	52	15	1.1	1.1	15.9	7.85	6304 ZZ	14000	17000	0.144
20	52	15	1.1	1.1	15.9	7.85	6304 2RS	9500	17000	0.144
25	47	12	0.6	0.6	10.1	5.85	6005 ZZ	15000	18000	0.080
25	47	12	0.6	0.6	10.1	5.85	6005 2RS	9000	18000	0.080
25	52	15	1	1	14.0	7.85	6205 ZZ	13000	15000	0.128
25	52	15	1	1	14.0	7.85	6205 2RS	8400	15000	0.128
25	62	17	1.1	1.1	20.6	11.3	6305 ZZ	11000	13000	0.232
25	62	17	1.1	1.1	20.6	11.3	6305 2RS	7500	13000	0.232
30	55	13	1	1	13.2	8.25	6006 ZZ	13000	15000	0.116
30	55	13	1	1	13.2	8.25	6006 2RS	7500	15000	0.116
30	62	16	1	1	19.5	11.3	6206 ZZ	11000	13000	0.199
30	62	16	1	1	19.5	11.3	6206 2RS	7000	13000	0.199
30	72	19	1.1	1.1	26.7	15.0	6306 ZZ	9600	12000	0.346

Figure- 33-Caractéristiques du roulement du catalogue DIN

V .5 Le système de compression du produit

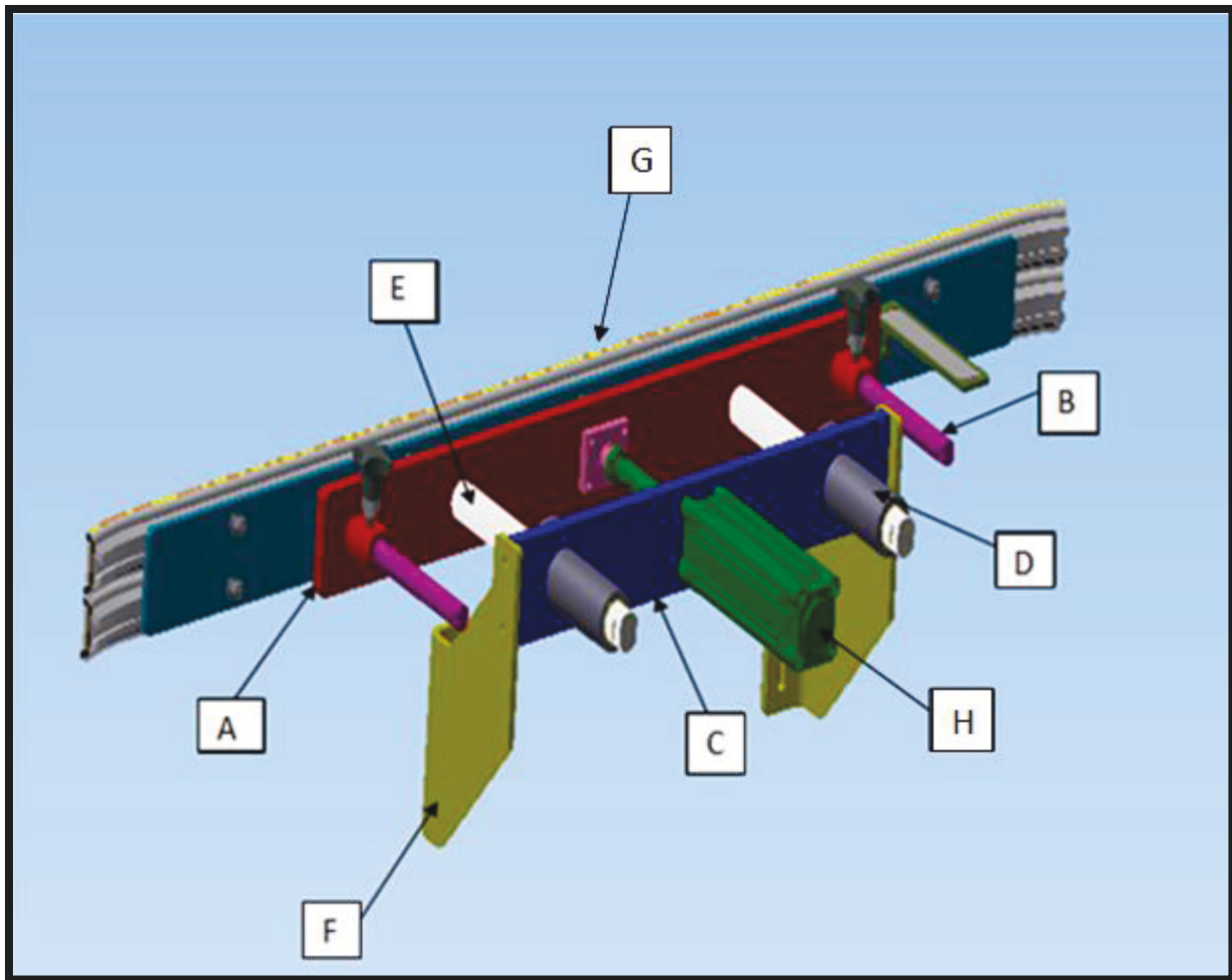


Figure -34- Le système de compression du produit

A : Plaque de montage métallique pour le système du réglage manuel.

B : Arbre de guidage pour le système manuel.

C : Plaque de montage métallique pour le système du vérin pneumatique.

D : Palier linéaire pour le système de guidage.

E : Arbre de guidage pour le système pneumatique.

F : Support.

G : Rouleau de guidage.

H : Un vérin pneumatique.

V .5 .1 -Conception du système de compression du produit

Le rôle de ce système est de disposer la couche des produits venant du convoyeur précédant qui est constitué des 10 boîtes en position symétrique par rapport au convoyeur.(ces 10 boîtes sont déjà arrangées sur le convoyeur à l'aide d'un robot).

On a été obligé de fixer sur chaque face du convoyeur un système pour pouvoir assurer une symétrie entre la couche et le convoyeur.

Cette étape est très importante pour que la couche soit prête pour passer au deuxième convoyeur sans causer aucun problème à l'étape qui suit.

Et non pas seulement pour l'équidistance, mais aussi pour bien serrer la couche car lorsque le palettiseur commence à mettre couche au-dessus de l'autre sans être bien serrées, il cause leur instabilité provoquant par la suite la tombée des palettes.

la longueur de ce système est tout au long du convoyeur c'est-à-dire 1500mm.

On verra tout le détail du système dans la partie ci-dessous.

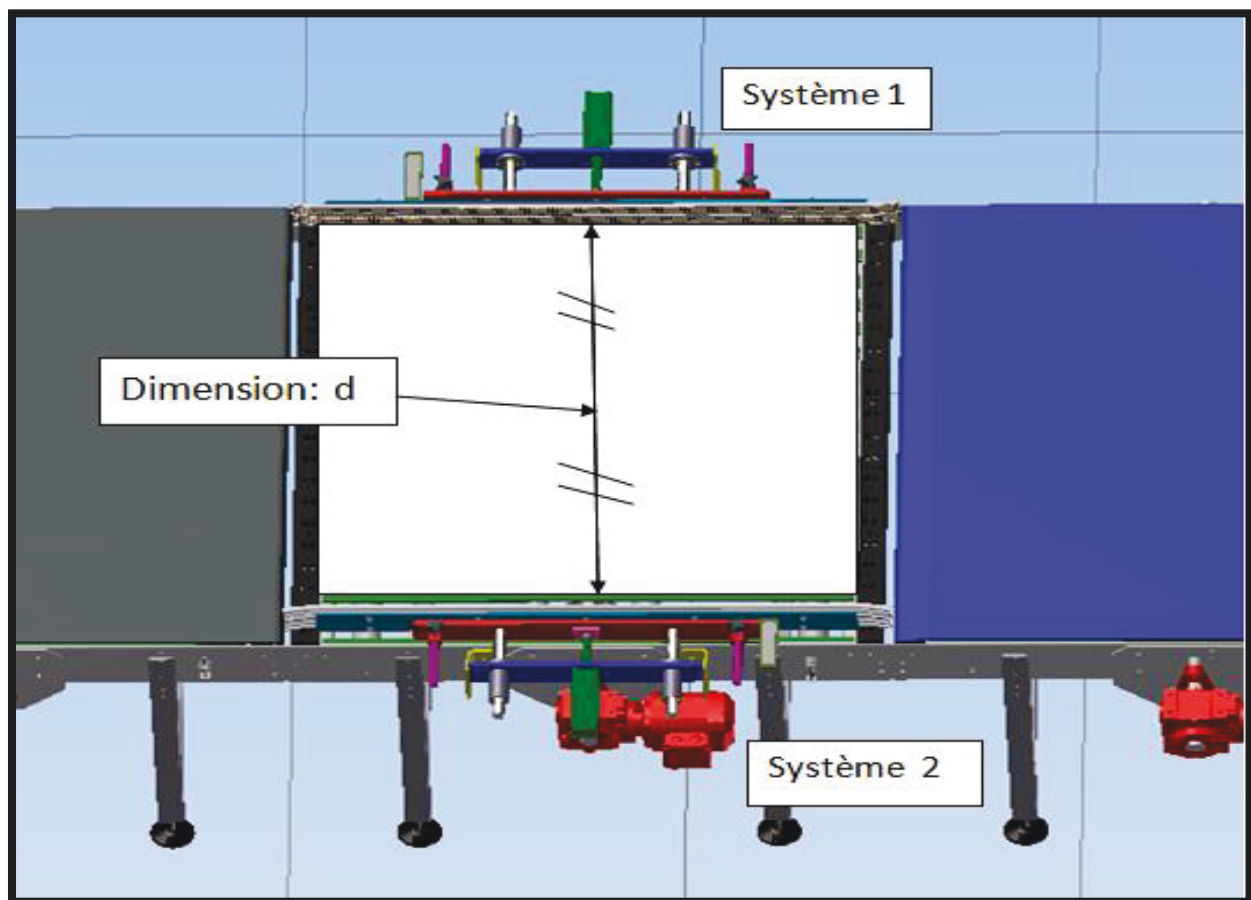


Figure- 35- Description du système

V .5 .2 -Les différentes pièces du système :

Pièce –A-

Cette pièce est pour fixer le premier système de guidage qui a pour rôle de modifier la dimension « d » de la couche si c'est nécessaire, l'utilisation de ce réglage est très rare, c'est pour cela il se fait manuellement (non motorisés ou muni d'un vérin).

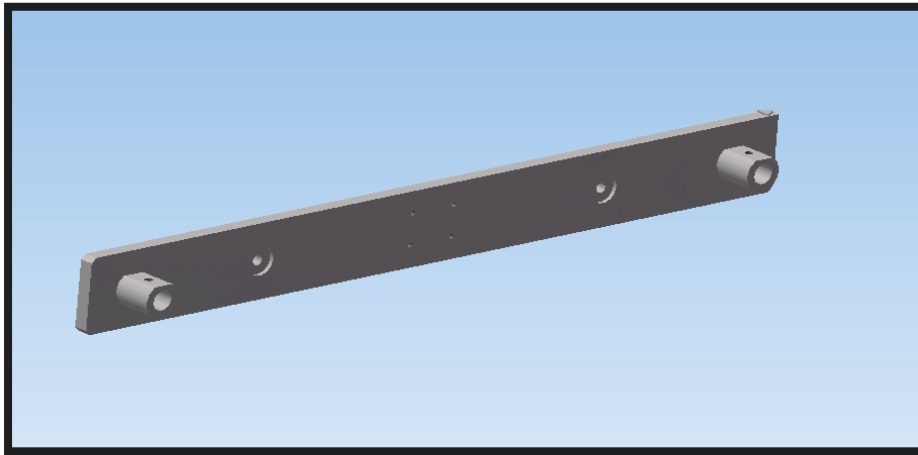


Figure- 36 -Plaque métallique

Pièce –B- et pièce –E-

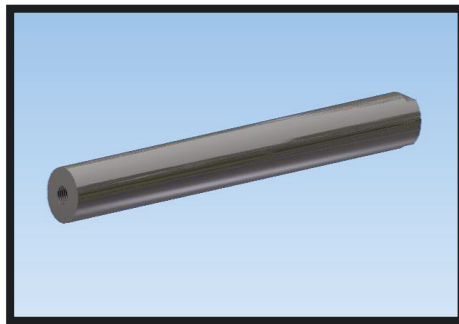
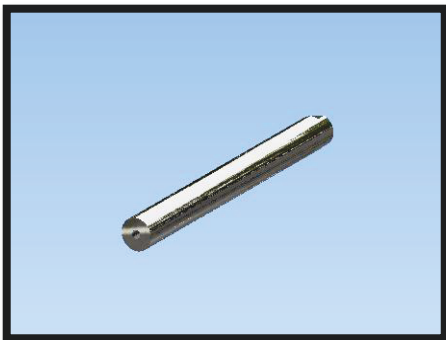


Figure -37 - Axes de guidage

Ils sont les arbres qui assurent le guidage du système (le système manuel et le système pneumatique), le **guidage** est une action assurée par un joint cinématique dans un mécanisme. L'Avantage c'est la conception intégrée d'auto-alignement dans toutes les directions, permet une course extrêmement douce quand elle est montée sur des surfaces préparées avec de larges tolérances. De plus, ce guide linéaire est disponible avec une option résistante à la corrosion, incluant un chromage ou un arbre de transmission en acier inoxydable.

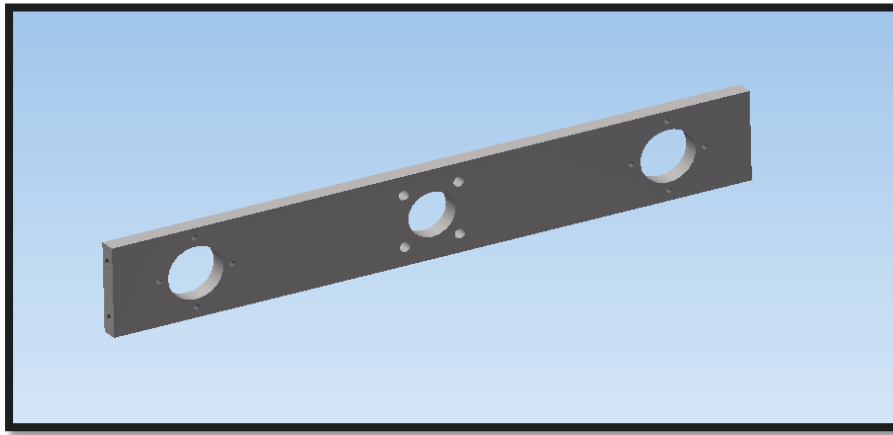


Figure -38 -Plaque de fixation du vérin

Pièce –C-cette pièce est pour fixer le deuxième système de guidage et le vérin : Au centre de ce montage se fixe le vérin et à la périphérie se fixent les paliers linéaires ayant le rôle d'assurer le guidage du système.

Pièce –D-



Figure -39 -Palier

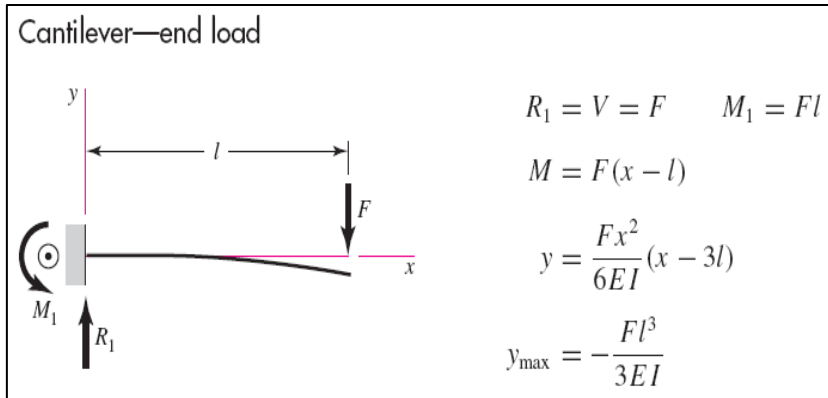
Les Paliers linéaires sont en polymères spécialement mis au point pour la technique linéaire et hautement résistants à la corrosion. Leurs dimensions sont compatibles avec celles des roulements à billes standard. Grâce à leur géométrie particulière, ils sont très robustes, même dans les environnements extrêmement difficiles.

Avantages des guidages linéaires

- Autolubrifiant.
- Exempt d'entretien.
- Utilisation possible en cas de saleté extrême.
- Utilisation possible en immersion ou dans un flot de liquide.

- Montage et remplacement faciles.
- Compatibles avec les douilles à billes standard.
- Insensible aux vibrations.
- Compensation des défauts d'alignement.

Détermination et dimensionnement du palier linéaire



Détermination du diamètre des axes de guidage :

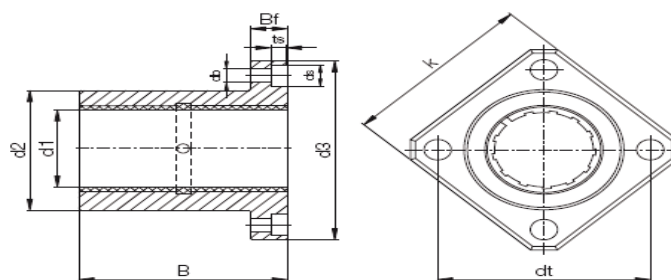
- Masse a la pointe de l'axe : **m**=16 kg.
- Course de travail: 100 mm.
- Force appliquée à la pointe de l'axe : **F**=m×g →F=157 N
- Moment maximale : **M** = F × l = 15700 N.mm.
- Limite de rupture : **S_{ut}** = 370 MPa.
- Coefficient de sécurité: **n**=2.

Calcul du diamètre :

$$d = \left(\frac{16 \times n}{\pi} \times \frac{2 \times M}{S_{ut}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

DryLin® R | Douille à collerette carrée FJUM-02



A l'aide de ce tableau et après la détermination du code du palier on pourra dessiner le palier choisit avec ses propres dimensions.

Cotes [mm]										
Référence	d1	d2	d3	dt	k	B	Bf	ts	db	ds
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
	h7									
FJZM-02-08**	8	16	32	24	25	25	8	3,1	3,5	6,0
FJUM-02-10	10	19	39	29	30	29	9	4,1	4,5	7,5
FJUM-02-12	12	22	42	32	32	32	9	4,1	4,5	7,5
FJUM-02-16	16	26	46	36	35	36	9	4,1	4,5	7,5
FJUM-02-20	20	32	54	43	42	45	11	5,1	5,5	9,0
FJUM-02-25	25	40	62	51	50	58	11	5,1	5,5	9,0
FJUM-02-30	30	47	76	62	60	68	14	6,1	6,6	11,0
FJUM-02-40	40	62	98	80	75	80	18	8,1	9,0	14,0
FJUM-02-50	50	75	112	94	88	100	18	8,1	9,0	14,0

Figure- 40- Dimensions du palier

Pièce-F- c'est une pièce par laquelle le système se fixe sur le convoyeur, elle est munie d'un créneau pour atteindre la position convenable au bon fonctionnement du système.

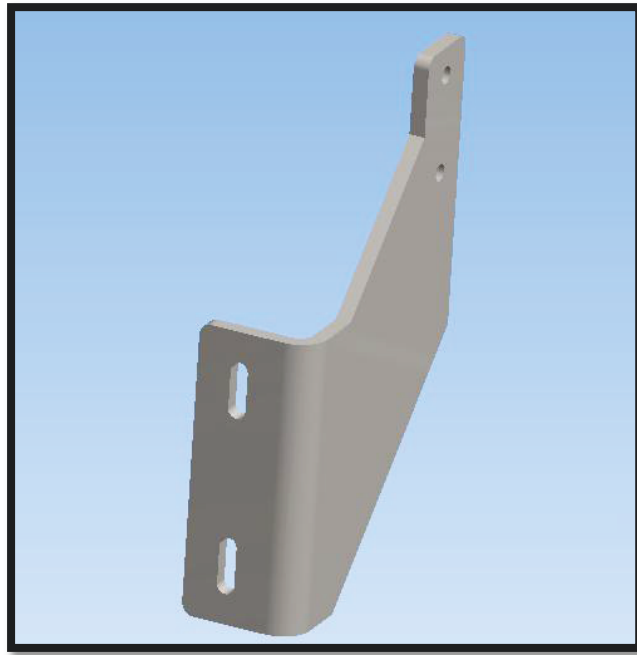


Figure -41- Support du système

Pièce-G- le choix des rouleaux de guidage



Figure- 42- Rouleaux de guidage

Comme le système de compression serait responsable de différents types d'emballage des produits (non pas seulement un seul type de produit) parmi lesquels plusieurs sont délicats et susceptibles d'être endommager (les emballages de nylon) nous avons choisi d'utiliser les rouleaux de guidage pour diminuer les frottements entre les produits et le système. Dans le cas ou aucun des produits n'est délicat, les rouleaux de guidage pourrait être remplacé par des plaques métalliques.

Pièce-H- le vérin pneumatique, on verra tous les détails dans les pages tous dessous.

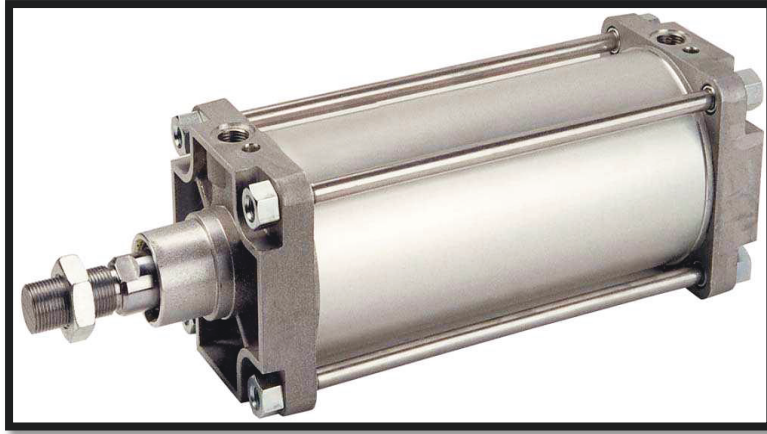


Figure 43-vérin pneumatique

Ce mécanisme est constitué d'un vérin pneumatique qui a pour rôle de déplacer horizontalement les boîtes afin de serrer la couche.

- le sens de travail se fait en sortie de la tige.
- le temps de ce mouvement est $t=0.5s$
- la force que doit appliquer le vérin pour déplacer la caisse est de 600 N.
- le taux de charge choisi est 0.5.
- la pression d'alimentation est de 6 bars.
- la course du vérin est 100mm.

V .5 .3 -Calcul et dimensionnement du système pneumatique :

Remarque : Quand un vérin travaille, il faut tenir compte des frottements et surtout éviter le phénomène de 'broutement', pour cela la pousse théorique ($P \cdot S$) doit être supérieure à l'effort F à vaincre.

Le rapport existant entre la force à vaincre et la poussée théorique se nomme : taux de charge.

Le taux de charge : c'est un paramètre qui tient compte à la fois des effets de la contre pression et des frottements internes, son emploi élimine les risques de broutements

➤ 3a: Détermination du diamètre du vérin.

1^{ère} méthode : analytique

Effort dynamique développé par le vérin :

$$F = \text{Pression} \times \text{Section} \times \text{taux de charge}$$

$$\rightarrow S = \frac{F}{P \times \text{taux de charge}}$$

Donc d'après la donnée on a :

$$S = \frac{60 \text{ da N}}{6 \times 0.5} = 20 \text{ cm}^2$$

Et puisqu' on a

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

Alors on peut écrire :

$$D = \sqrt{\frac{S}{0.785}}$$

$$D = \sqrt{\frac{20}{0.785}} = 5 \text{ cm}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

Le Diamètre du vérin est égale : 50 mm.

2eme méthode : résolution par Abaque

Cette fiche abaque est utilisée pour définir les efforts dynamiques développés par un vérin en sortie de la tige.

Donc on doit calculer l'effort dynamique théorique.

$$\text{Efforts dynamiques théoriques} = \frac{\text{charge réel}}{\text{Taux de charge}}$$

$$\text{Efforts dynamiques théoriques} = \frac{60 \text{ daN}}{0,5}$$

$$\text{Efforts dynamiques théoriques} = 120 \text{ daN}$$

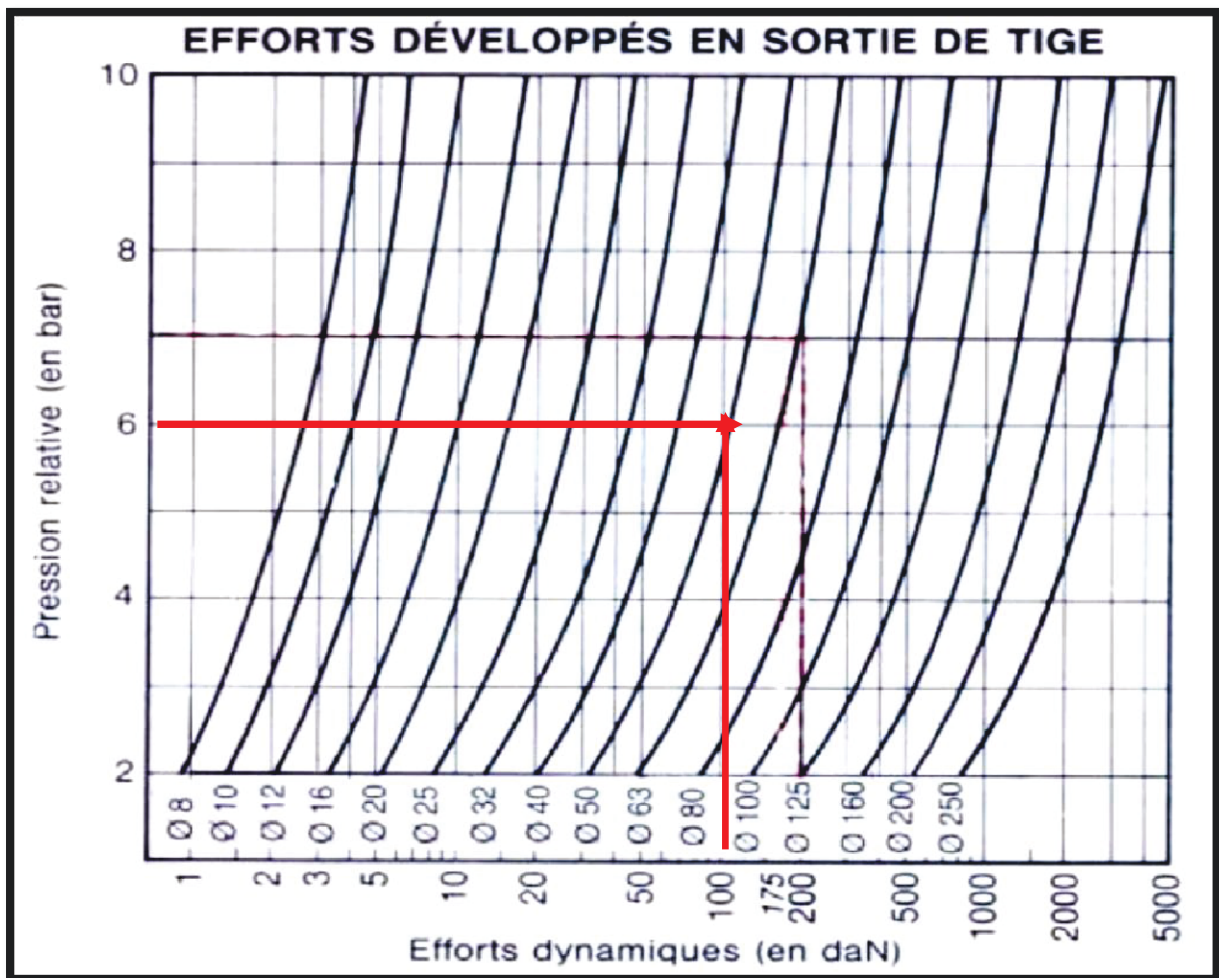


Figure -44- Abaques pour les efforts dynamiques

Explication de l'abaque dans ce cas :

Cette analyse tient compte de la pression relative (en bar) et de l'effort dynamique en (daN).
Définir le point de rencontre entre l'effort dynamique calculé (120daN) et la pression d'alimentation (6 bars).

Donc on conclut que 120 daN se situe entre les diamètres 40 et 50 mm, le vérin retenue sera celui de diamètre **50mm** qui développe 120N sous 6 bars.

$$\text{Taux de charge réel} = \frac{60}{120} = 50\%.$$

Analyse du risque de pincement :

Après la sélection du diamètre du vérin, c'est très important de prendre en considération l'étude du pincement du système (puisque'il est de grande dimension 1500mm de largeur.)

On calcule d'abord la force de réaction des produits sur le système FL:

- Poids de la couche (on étudie maintenant le pire des cas) : **m** = 300 kg
- le coefficient de frottement entre les produits et convoyeur : **μ** = 0.3
- L'accélération du système de compression : **a** = 1 m/s²
- Distance entre le vérin et le palier : **Dp**=150mm.
- Distance entre la force de réaction et le vérin : **DI**=100mm.
- Hauteur du palier : **Hf**=120mm.

Force de réaction des produits:

$$F_L = \frac{m}{2} \times (\mu \times g + a) = 591 \text{ N}$$

Nous calculerons ensuite les forces de frottement à l'intérieur des paliers linéaires.

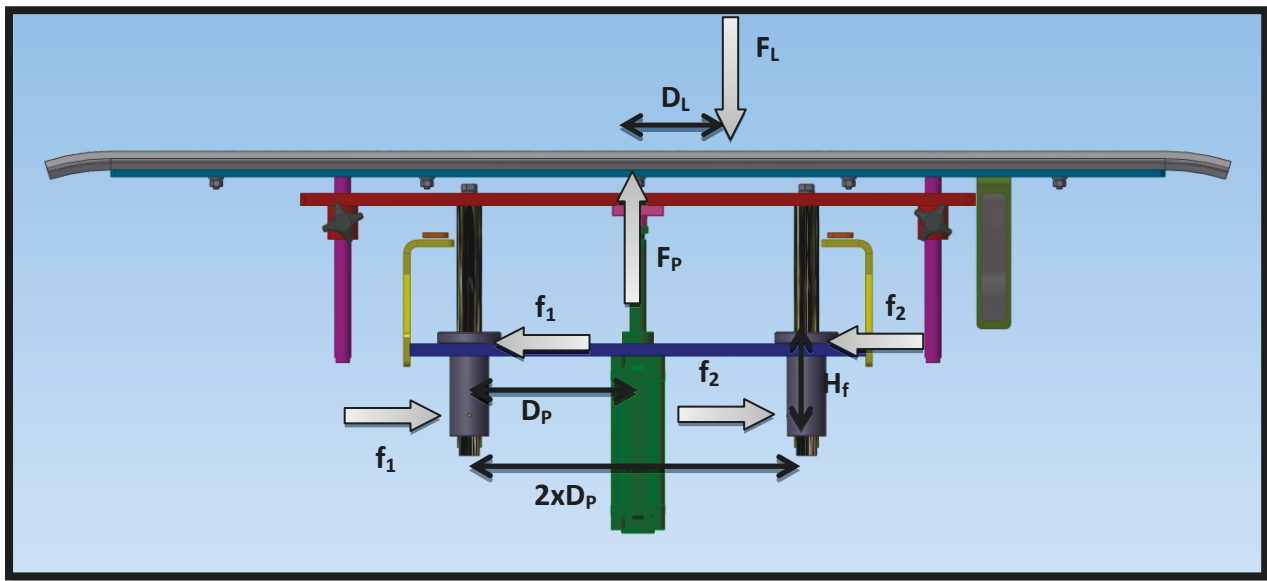


Figure-37-Dimensions du système

$$\sum M_{\text{Palier 1}} = F_P \times D_P - F_L \times (D_P + D_L) - f_1 \times H_f = 0$$

$$\sum M_{\text{Palier 2}} = F_P \times D_P - F_L \times (D_P - D_L) - f_2 \times H_f = 0$$

La résolution de **f** nous donne:

$$f_1 = \frac{F_P \times D_P - F_L \times (D_P + D_L)}{H_f}$$

$$f_2 = \frac{F_P \times D_P - F_L \times (D_P - D_L)}{H_f}$$

$$f = \text{MAX}(f_1, f_2)$$

$$f = \text{MAX}(f_1, f_2) \rightarrow 476 \text{ N}$$

Note:

Ceci est le pire des cas où le système est pincé; toutes les forces de frottement sont dans l'un des paliers tandis que l'autre est libre.

En plus, nous ajoutons l'effet du poids du système de compression par rapport à la distance maximale de la course du piston:

- Distance max (Course du piston + réglage max) : **s** = 310 mm.
- Masse du système de compression : **m_s**=16 kg.

- Force de réaction du système:

$$F_W = \frac{m_s \times g \times s}{H_f}$$

$$F_W = 405 \text{ N}$$

Donc La force de frottement dans le palier, F_f :

$$F_f = 2 \times \mu_f \times (f + F_W)$$

$$F_f = 529 \text{ N}$$

Nous vérifions alors si la force de cylindre peut surmonter toutes les forces qui s'y opposent:

$$F_P > F_f + F_L$$

Si ce n'est pas le cas, nous choisissons la prochaine grande taille et nous passons par les calculs de nouveau

Choisir le cylindre à double action FESTO **DNC- 50- 100-PPV-A** nous obtenons :

Dans nos cas on obtient : $F_p \rightarrow 1178 \text{ N} > 1120 \text{ N} \rightarrow \text{Acceptable}$

Force [N] and impact energy [J]							
Piston Ø	32	40	50	63	80	100	125
Theoretical force at 6 bar, advancing	483	754	1,178	1,870	3,016	4,712	7,363
	S2/S20 415	633	990	1,682	2,721	4,418	6,881
Theoretical force at 6 bar, retracting	415	633	990	1,682	2,721	4,418	6,881
	S2/S20 415	633	990	1,682	2,721	4,418	6,881
Max. impact energy at the end positions ¹⁾	0.1	0.2	0.2	0.5	0.9	1.2	5

Figure -45- Valeur de la force du piston

➤ 3b : Détermination du facteur de course K en fonction du mode de fixation

Les fixations

Elles concernent la liaison du corps du vérin au bâti de la machine et la liaison de la tige du vérin à la partie mobile à déplacer.

Chaque constructeur propose sa gamme de fixations relativement standardisée (quant au type de fixation).

Elles sont nécessairement connues pour la détermination au flambage de la tige du vérin.

En général, deux cas se présentent pour le montage d'un vérin :

1^{er} cas Il est fixé par rapport au bâti, soit par une grande équerre placée sur le nez ou sur le fond du vérin, soit par deux petites équerres placées sur le nez et sur le fond du vérin. Il faut prévoir dans ce cas un accouplement bipoignant de la tige (contact ponctuel dans les deux sens tirer et pousser) afin de ne pas endommager les joints du vérin lors du fonctionnement.

2^{ème} cas Il est monté articulé par rapport au bâti, soit par l'arrière avec une articulation arrière, soit au milieu du tube par un tourillon mâle. Dans ce cas, il faut prévoir une articulation rotulée ou non de la tige.

Dans mon application, le vérin est fixe par rapport au bâti dans sa face primaire et l'extrémité de la tige par une articulation guidée.

3 Détermination du facteur de course K en fonction du mode de fixation

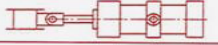
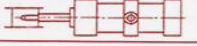
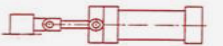
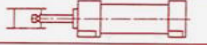
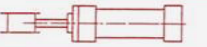
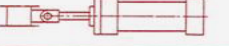
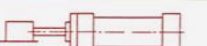
Désignation	Extrémité de tige	Type de montage	Coefficient K
articulations arrières	tenon guidé		2
	articulation guidée		2
	filetage guidé		1,5
	filetage ou tenon non guidé		4
tourillons intermédiaires (placés sur le 1/3 avant du corps)	tenon guidé		1,5
	articulation guidée		1,5
	filetage guidé		1
	filetage ou tenon non guidé		3
tourillons avant	articulation guidée		1
	articulation non guidée		2
équerres	tenon guidé		0,7
	articulation guidée		0,7
	filetage guidé		0,5
	filetage ou tenon non guidé		2
bride avant	fixée rigidement, guidée		0,5
	articulée rigidement, guidée		0,7
	supportée - non guidée		2

Figure- 46- Tableau des facteurs de la course

Alors on peut conclure d'après ce tableau que le facteur de course est égale à : 2.

$$K=2$$

➤ 3c : Détermination de la tige du vérin

Pour déterminer le diamètre de la tige on a besoin de trois paramètres essentiels qui sont :

-course du vérin qui est dans cette application : 100mm.

-facteur de course $K=2$.

-force $F=60 \text{ daN}$

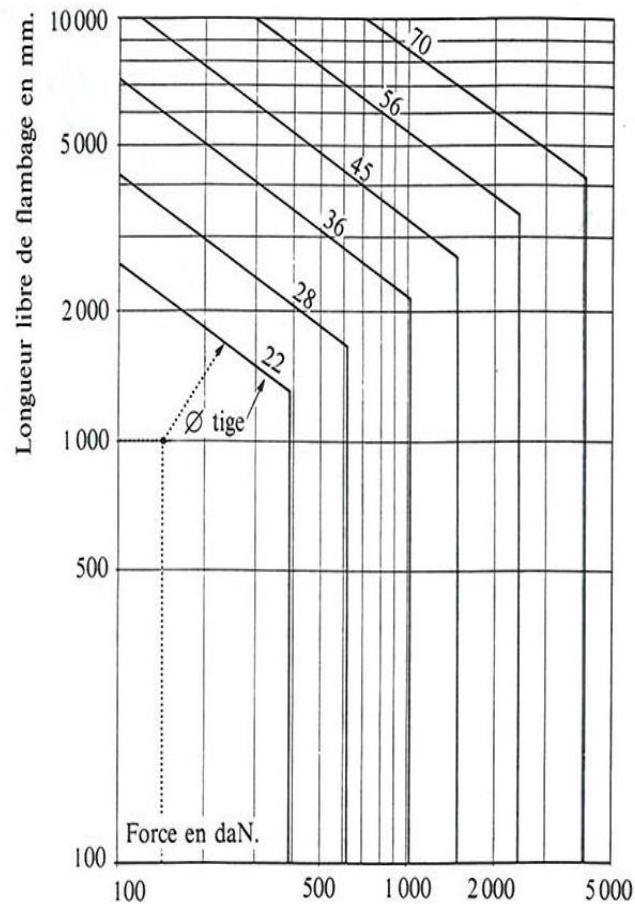


Figure -47 -Diagramme des tiges

Alors cherchons la longueur libre de flambage : $L = \text{course} \times K$

$$L = 100 \times 2$$

$$L = 200 \text{ mm.}$$

Donc, d'après ce graphe, la tige convenable est de diamètre = 22mm.

➤ 3d: Détermination de la consommation d'air du vérin.

L'analyse de ce diagramme est en fonction de la course, diamètre du vérin et de la pression de service.

Dans cette application :

-course du vérin = 100 mm

-diamètre du vérin = 50 mm

-Pression de service = 6 bars

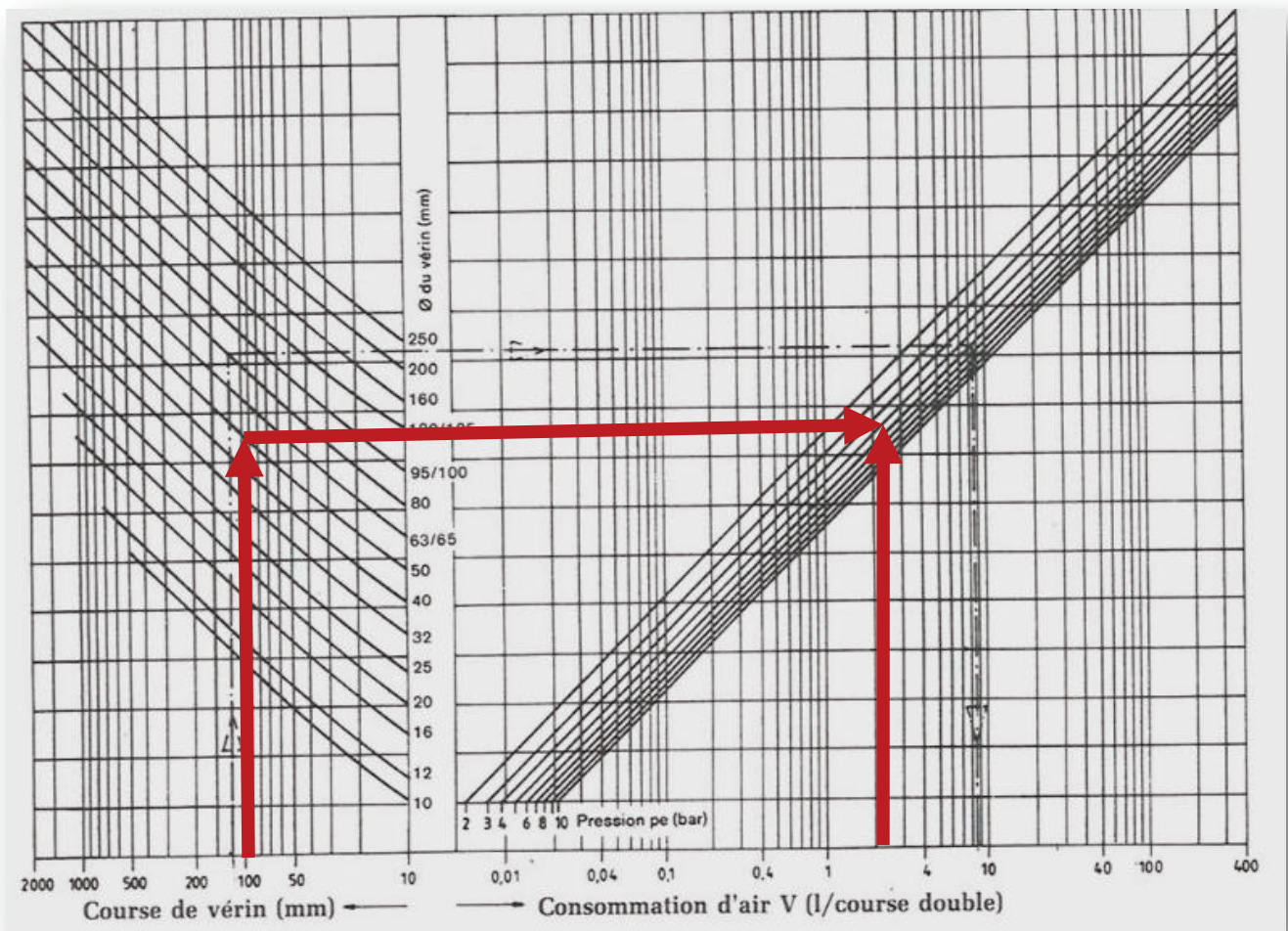


Figure -48- Consommation d'air

Remarque : ces valeurs s'appliquent aux vérins double effet. Pour les vérins simple effet la valeur lue est à diviser par deux.

Lecture de l'abaque :

1. Sur la ligne : course du vérin, en mm, déterminer la valeur choisie, ici : 100mm.
2. Remonter à la verticale jusqu'au point de rencontre de la courbe $\varnothing$ du vérin ici : 50 mm.

3. A partir de ce point, partir à l'horizontale jusqu'à l'intersection de la droite représentant la pression de service, ici : 6 bars.
4. Descendre et lire sur l'échelle du bas la consommation d'air. Valeur $\cong 3,5$ litres

Donc la consommation d'air est : 3,5 litres.

➤ 3e : Détermination de la taille du distributeur et de sa tuyauterie

- Pression de service de 6 bars.
- Diamètre du vérin est 50mm.
- Course est 100 mm.
- Taux de charge est 0,5
- temps course vérin est 0,5 s

La section est :

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$
$$S = \frac{\pi \times 2500}{4}$$
$$S = 1963 \text{ mm}^2.$$

Cylindrée = section $\times$ course (en cm).
Cylindrée = 19,63 $\times$ 10

$$\text{Cylindrée} = 196,3 \text{ cm}^3$$

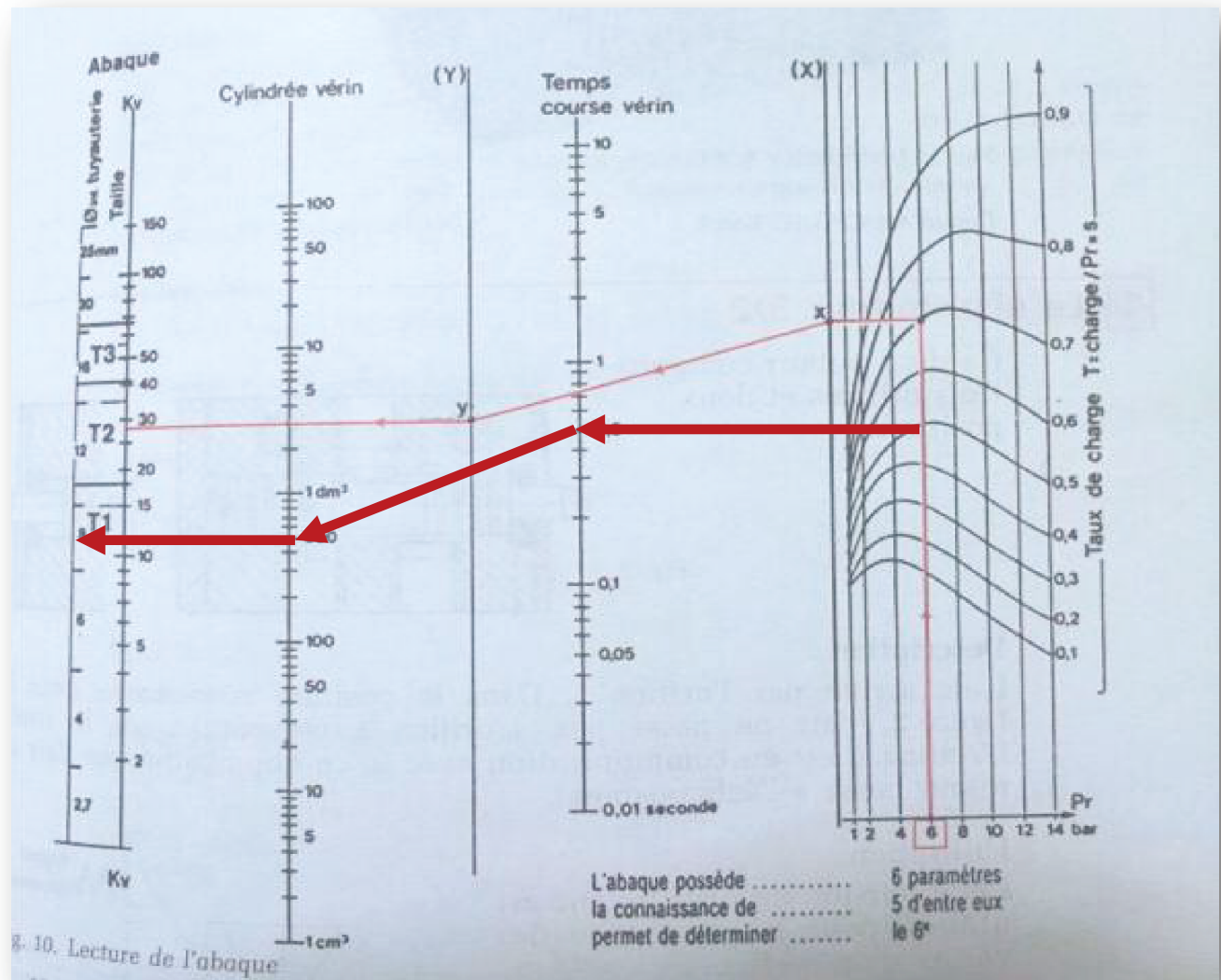


Figure -49- Taille du distributeur

Lecture de l'abaque :

1. De $P_r = 6$ bars, suivre la verticale jusqu'à l'intersection avec le taux de charge 0,5
2. A l'horizontale, déterminer le point « x ».
3. Tracer la droite qui relie x au point $t = 0.5$ s. (elle coupe « Y » en « y »).
4. Joindre le point y au point correspondant à la cylindrée du vérin, ici : 196.3 cm^3
5. La droite ainsi obtenue, prolongée sur la verticale KV, indique à l'intersection la valeur cherchée.

Donc d'après l'abaque on obtient des résultats de taille 1 (T1) : c à d → KV=14 et tuyauterie 8mm.

Remarque : à chaque taille de distributeur correspondent un diamètre de passage et un Ø de filetage, par exemple : taille 1 : $G^{1/8}$ et $G^{1/4}$, taille 2 : $G^{3/8}$ et $G^{1/2}$, taille 3 : $G^{3/4}$ et $G1$.

puisque le mouvement du vérin est continu et il est important d'avoir deux positions pour le contrôle alors le distributeur choisi est : 5/2.

➤ 3f : Détermination des débits et des pertes de charges dans les tuyauteries

On a quatre paramètres qui interviennent :

- ✓ La pression de l'air = 6 bars.
- ✓ Le débit en dm^3 / s (calculé ci-dessous).
- ✓ Diamètre de la tuyauterie : 8mm.
- ✓ Canalisations = 10m.

Calculons la vitesse:

- $V = \frac{d}{t} = \frac{10}{0.5} = 20 \text{ m/s}$
- $q_v = v \times s = 20 \times \pi r^2$
 $= 20 \times \pi (4 \times 10^{-3})^2$
 $= 1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow 1 \text{ dm}^3/\text{s}$

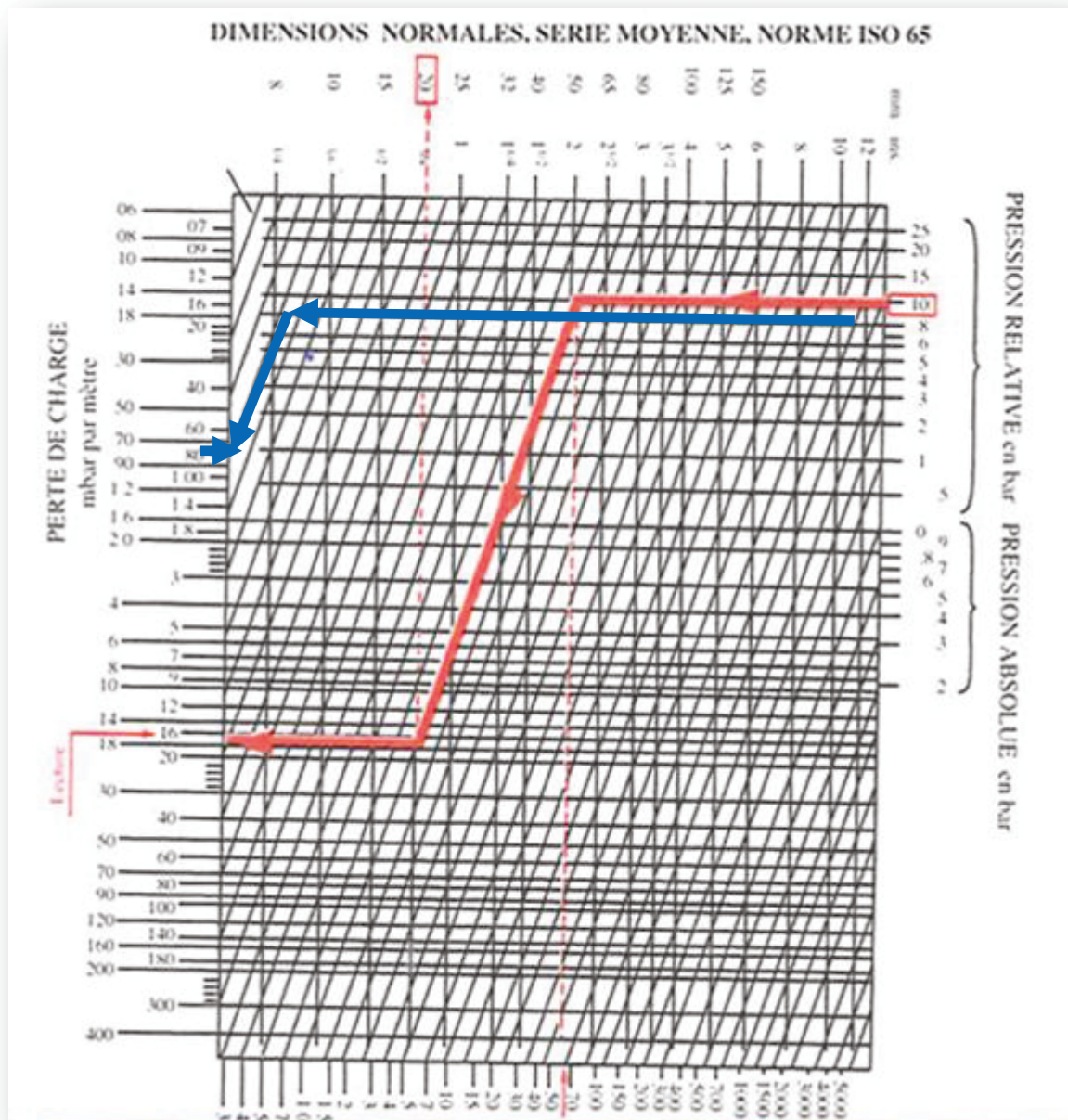


Figure -50 -Abaque des débits

A partir du point indiquant 6 bars (échelle de droite), tracer une ligne horizontale vers la gauche.

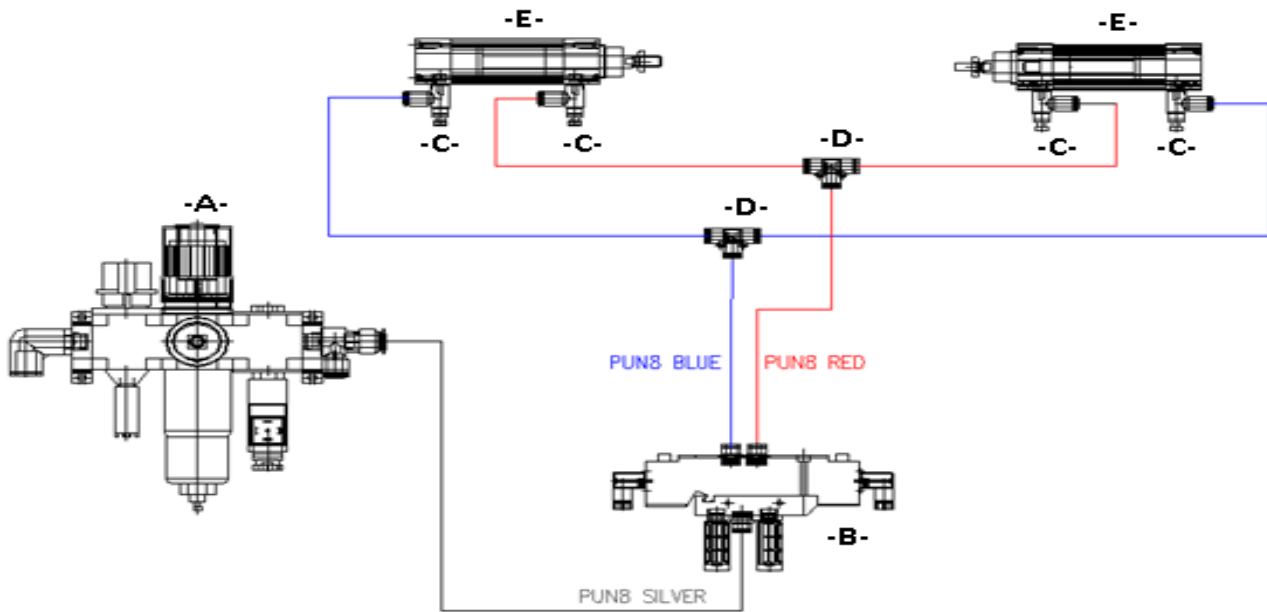
Couper la ligne indiquant 1 dm/s (échelle du bas).

A partir de ce point de rencontre, suivre la ligne oblique jusqu'à l'intersection avec la ligne de diamètre 8mm (échelle du haut).

De ce point, tracer une ligne horizontale vers la gauche et lire la perte de charge

Alors d'après abaque la perte de charge constatée est $\approx 1\text{mb/m}$ (suivre la flèche bleu).

➤ 3g : Schéma pneumatique du système:



-A- est constitué :

- D'un filtre avec une purge manuelle son rôle est : éliminer l'humidité, recueillir les impuretés.
- D'un Mano-régulateur son rôle est : réguler la pression, régler la pression.
- D'un sectionneur-purgeur son rôle est : manœuvrer électriquement, isoler le circuit pneumatique du système par rapport à la source, vider le circuit pneumatique du système.

-B- est constitué :

- Distributeur 5/2 : 5 orifices 2 positions bistables pilotées par deux pilotes Électriques. Il n'y a pas de ressort et il y a deux positions stables.
- Deux silencieux : Les silencieux sont chargés d'atténuer les bruits d'échappement de l'air comprimé. Ils peuvent être constitués soit de chicanes, soit de filtre de mousse.

-C- est constitué :

- Régulateur d'échappement. Les régulateurs d'échappement ont pour rôle de régler la vitesse des vérins. Ils s'implantent sur chacun des orifices d'échappement du distributeur.

-D- est constitué :

- Accessoires de connections.

-E- est constitué :

- Deux vérins de diamètre 50mm.

Vérification à l'aide du logiciel FESTO

Calcul analytique	Logiciel Festo
Vérin Ø=50mm	Festo : DNCB-50-100-PPV(532760)
Distributeur 5/2	Festo : MFH-5-1/4-B
Régulateur d'échappement de Ø=8mm	Festo : GRLA-1/4-QS-8-D
Taille de tuyauterie Ø=8mm	Festo : PUN-VD-8×1,25

Figure -51- Résultats du calcul

Résumé

La conception de cette machine nous a permis :

- D'atteindre un cycle de temps similaire à celui du marché.
- D'accomplir une machine de palettisation à travers une combinaison entre robotique et conventionnelle.
- De diminuer la main-d'œuvre.
- De réduire le coût de la maintenance.
- De fournir au département de vente à « **Technica** » une nouvelle machine pour négocier nos clients.

Ce travail nous a permis de s'intégrer dans le domaine pratique, ainsi que la variété des domaines d'études et de conceptions nous a fourni de larges connaissances et une expérience assez nécessaire pour pouvoir démarrer dans notre profession.

Summary

The design of this machine allowed us to:

- Achieve a cycle similar to that of market time.
- Perform a palletizing machine through a combination of conventional and robotic.
- Reduce labor.
- Reduce the cost of maintenance.
- Provide « **Technica** » sales department a new machine to negotiate our customers.

This work has also enabled us to integrate into the practice area and the variety of fields of study and design provided us with extensive knowledge and more experience to be able to improve it in our profession.

Liste des figures

Figure -1- Rotation avec manipulateurs à 3 axes.....	9
Figure- 2- Rotation avec robots anthropomorphes	10
Figure- 3- Répartiteur électronique.....	11
Figure- 4- Plan de la machine	13
Figure -5 -Un convoyeur d'entrée	16
Figure -6- Deux convoyeurs d'entrée.....	16
Figure- 7- Première couche de produit	18
Figure- 8- Deuxième couche de produit	18
Figure- 9- Le châssis du robot	19
Figure -10- Profil en acier.....	20
Figure- 11- Vue de haut pour la distribution des pieds.....	25
Figure- 12- Vue de haut pour les dimensions des trous.....	25
Figure- 13- Classes des vis	27
Figure- 14- Propriétés des vis	28
Figure- 15- Limite d'élasticité des vis.....	29
Figure -16- La tête de préhension	30
Figure- 17- Distribution des forces et des paliers	31
Figure- 18- Caractéristiques du palier extrait du catalogue HIWIN.....	32
Figure- 19- Préhension du produit	33
Figure -20 -Caractéristiques du vérin	34
Figure- 21- Buffer convoyeur	35
Figure -22 -Chaine plastique Rexnord.....	36
Figure -23- Transfert entre deux convoyeurs.....	37
Figure- 24- Standard Nose-Over Bar.....	37
Figure -25- Dynamic Nose-Over Bar	37
Figure -26 -Course de la chaine	39
Figure -27- Assemblage de l'arbre avec les pignons et le moteur.....	42
Figure -28 -Caractéristiques du palier du catalogue FAG	51
Figure-29- La charge repart sur le tambour	53
Figure -30- Coupe transversale du rouleau.....	53
Figure -31- Vue de coupe d'un roulement.....	54
Figure -32 -L'arbre du rouleau	56

Figure- 33-Caractéristiques du roulement du catalogue DIN	57
Figure -34- Le système de compression du produit.....	58
Figure- 35- Description du système	59
Figure- 36 -Plaque métallique.....	60
Figure -37 - Axes de guidage.....	60
Figure -38 -Plaque de fixation du vérin	61
Figure -39 -Palier	61
Figure- 40- Dimensions du palier	63
Figure -41- Support du système	64
Figure- 42- Rouleaux de guidage.....	64
Figure 43-Vérin pneumatique	65
Figure -44- Abaques pour les efforts dynamiques.....	67
Figure -45- Valeur de la force du piston	70
Figure- 46- Tableau des facteurs de la course	72
Figure -47 -Diagramme des tiges.....	73
Figure -48- Consommation d'air	74
Figure -49- Taille du distributeur.....	76
Figure -50 -Abaque des débits	78
Figure -51- Résultats du calcul	80

Liste des références

- 1) FESTO. Dossiers pédagogiques.
- 2) Pneumatique industrielle Editions Nathan, 9rue Mechain 75014 Paris 1994.
- 3) Études et réalisations de manutention pneumatique.
- 4) Sciences Industrielles pour l'ingénieur S.Genouel.
- 5) M.NORBERT & R.PHILIPPE, Aide mémoire de l'élève dessinateur.
- 6) G. Pissarenko, A. Yakovlev, V. Matveev, traduit du russe par M. Segasayo, Aide mémoire résistance des matériaux, Edition du Mir Mosco, 1979.
- 7) Georges Kienert, *Constructions métalliques rivées et soudées*, septième édition, édition EYROLLES, 1969.
- 8) Gilbert Drouin, Michel Gou, Pierre Thirty, Robbert Vinet, *Elément de machine*, Deuxième édition, Edition de l'école polytechnique de Montréal, 1986.

ANNEXE

ANNEXE 1 : PALIER LINEAIRE



Linear Guideway

Technical Information

www.hiwin.com.tw



TAIWAN EXCELLENCE
GOLD AWARD 2005
Ballscrew
• For Heavy-Load Drive



TAIWAN EXCELLENCE 2004
Positioning Guideway



TAIWAN EXCELLENCE
GOLD AWARD 2004
Linear Synchronous Motor
• Coreless Type (LMC)



TAIWAN EXCELLENCE 2002
Linear Actuator
• LAN for Hospital
• LAM for Industrial
• LAS Compact Size
• LAK Controller



TAIWAN EXCELLENCE
GOLD AWARD 2003, 2010
Industrial Robot
• For Semiconductor & Electronic (KK Series)
• For Automation (KS, KA Series)



TAIWAN EXCELLENCE
SILVER AWARD 2009
Linear Motor Air Bearing Platform



TAIWAN EXCELLENCE
GOLD AWARD 2008
TAIWAN EXCELLENCE
SILVER AWARD 2007, 2002
Linear Guideway
HG/EG/RG/MG Type
• Ecological & Economical Lubrication Module E2
• Low Noise (Q1)
• Air Jet (A1)



Positioning Measurement System



TAIWAN EXCELLENCE
GOLD AWARD 2009, 2008
TAIWAN EXCELLENCE
SILVER AWARD 2006, 2001, 1993
Ballscrews
Ground/Rolled
• High Speed (High Dm-N Value/Super S Series)
• Heavy Load (Cool type II)
• Ecological & Economical Lubrication Module E2
• Rotating Nut (RT)



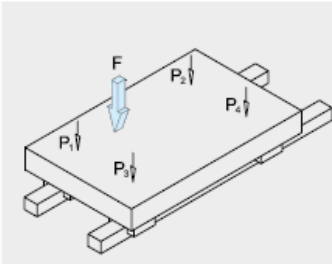
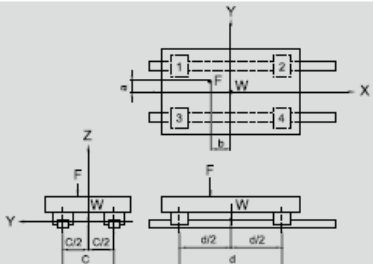
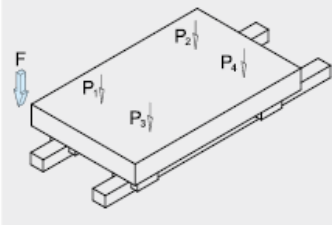
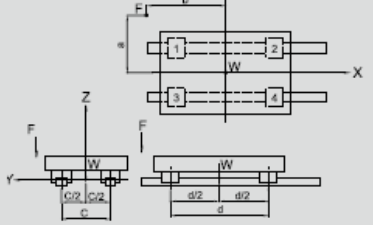
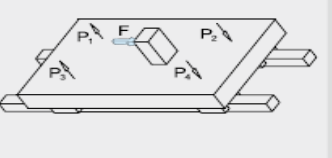
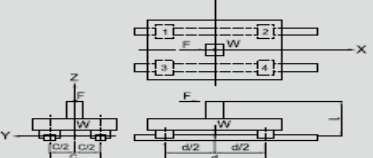
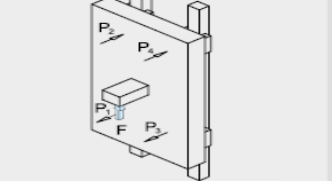
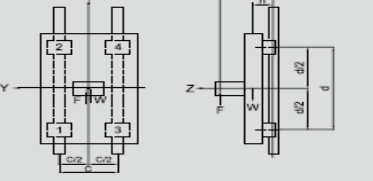
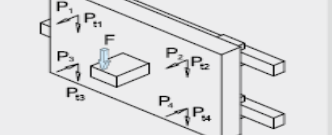
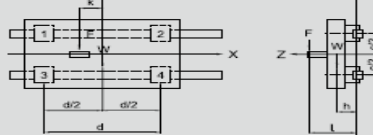
Linear Motor X-Y Robot

Linear Guideways

General Information

(1) Load on one block

Table 1-3 Calculation example of loads on block

Patterns	Loads layout	Load on one block
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = P_2 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_3 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 \sim P_4 = -\frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 \sim P_4 = -\frac{W \cdot h}{2c} - \frac{F \cdot l}{2c}$ $P_{11} = P_{13} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot k}{2d}$ $P_{12} = P_{14} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot k}{2d}$

W: Applied weight
l: Distance from external force to driver
c: Rail spacing

P_n: Load (radial, reverse radial), n=1~4
F: External force
d: Block spacing

a, b, k: Distance from external force to geometric center
P_n: Load (lateral), n=1~4
h: Distance from center of gravity to driver

Linear Guideways

HG Series

2-1 HG Series - Heavy Load Ball Type Linear Guideway

HG series linear guideways are designed with load capacity and rigidity higher than other similar products with circular-arc groove and structure optimization. It features equal load ratings in the radial, reverse radial and lateral directions, and self-aligning to absorb installation-error. Thus, HIWIN HG series linear guideways can achieve a long life with high speed, high accuracy and smooth linear motion.

2-1-1 Features of HG Series

(1) Self-aligning capability

By design, the circular-arc groove has contact points at 45 degrees. HG series can absorb most installation errors due to surface irregularities and provide smooth linear motion through the elastic deformation of rolling elements and the shift of contact points. Self-aligning capability, high accuracy and smooth operation can be obtained with an easy installation.

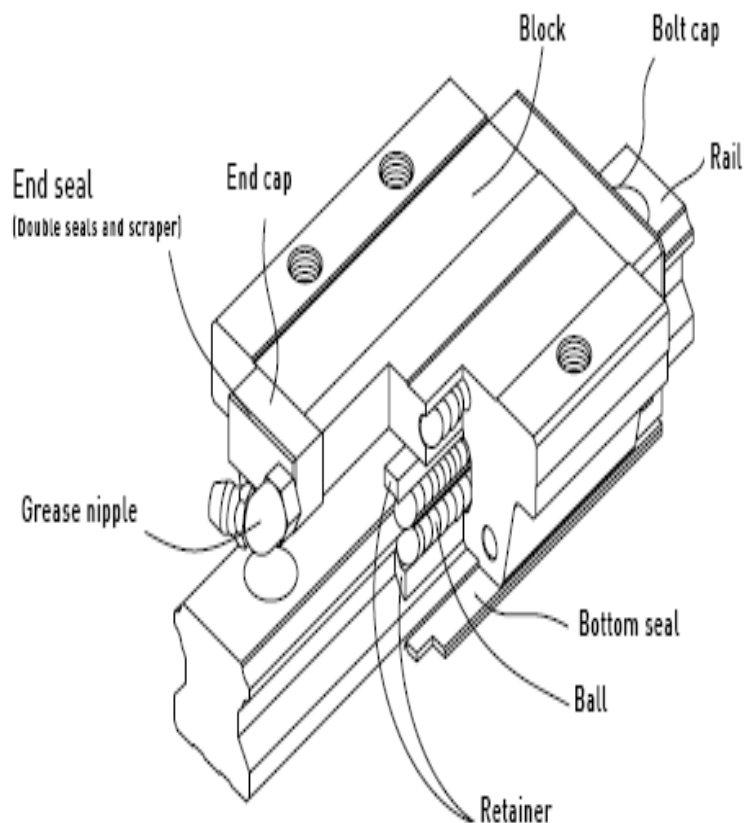
(2) Interchangeability

Because of precision dimensional control, the dimensional tolerance of HG series can be kept in a reasonable range, which means that any blocks and any rails in a specific series can be used together while maintaining dimensional tolerance. And a retainer is added to prevent the balls from falling out when the blocks are removed from the rail.

(3) High rigidity in all four directions

Because of the four-row design, the HG series linear guideway has equal load ratings in the radial, reverse radial and lateral directions. Furthermore, the circular-arc groove provides a wide-contact width between the balls and the groove raceway allowing large permissible loads and high rigidity.

2-1-2 Construction of HG Series

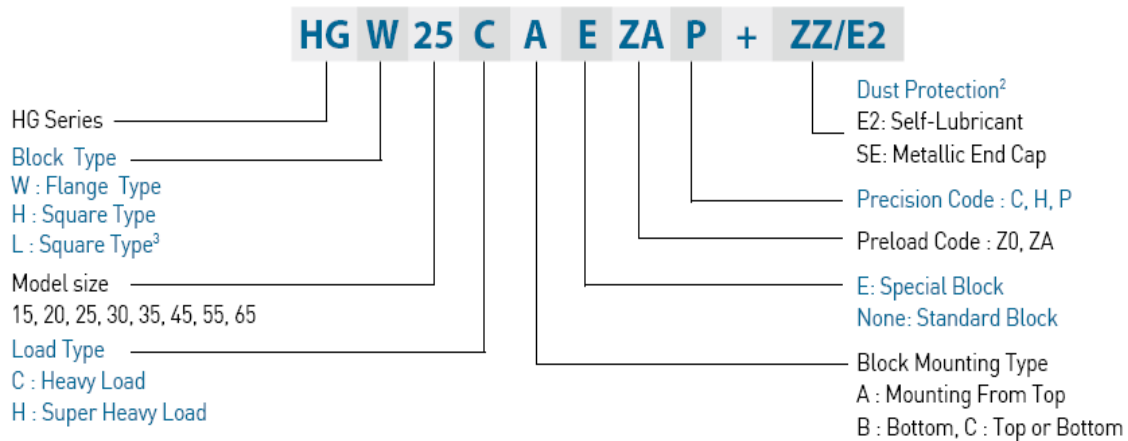


- Rolling circulation system: Block, Rail, End Cap and Retainer
- Lubrication system: Grease Nipple and Piping Joint
- Dust protection system: End seal, Bottom Seal, Bolt Cap, Double Seals and Scraper

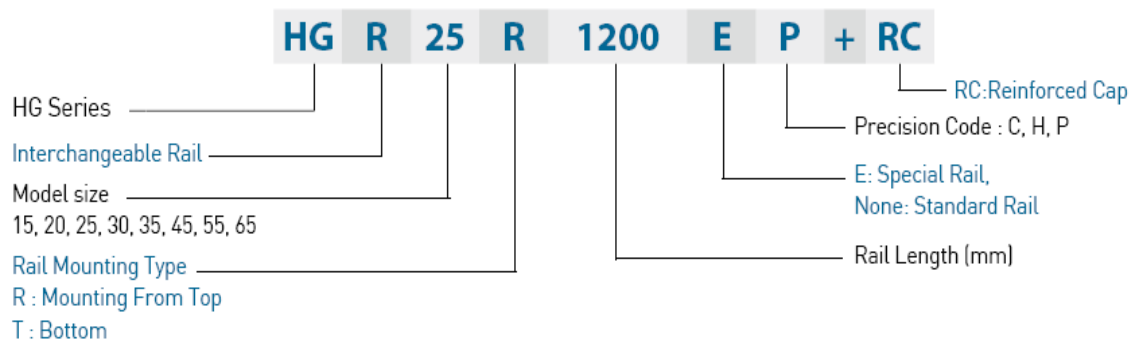
2-1-3 Model Number of HG Series

HG series guideways can be classified into non-interchangeable and interchangeable types. The sizes are identical. The only difference between the two types is that the interchangeable type of blocks and rails can be freely exchanged, and their accuracy can reach up to P class. The model number of HG series contains the size, type, accuracy class, preload class, etc..

○ Model Number of HG Block

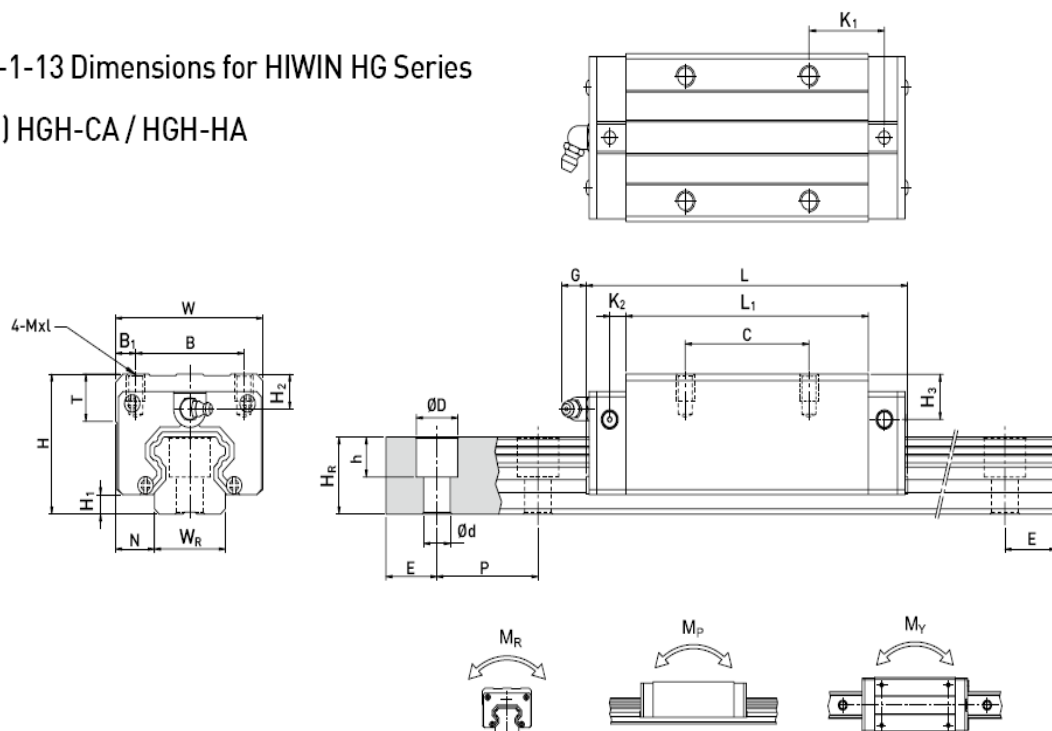


○ Model Number of HG Rail



2-1-13 Dimensions for HIWIN HG Series

(1) HGH-CA / HGH-HA



Model No.	Dimensions of Assembly (mm)			Dimensions of Block (mm)													Dimensions of Rail (mm)								Mounting Bolt for Rail	Basic Dynamic Load Rating	Basic Static Load Rating	Static Rated Moment			Weight	
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	MxL	T	H ₂	H ₃	W _R	H _R	D	h	d	P	E	(mm)	C(kN)	C ₀ (kN)	M _R	M _P	M _y	Block	Rail	
HGH 15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45	
HGH 20CA							36	50.5	77.5	12.25															17.75	27.76	0.27	0.20	0.20	0.30		
	30	4.6	12	44	32	6					6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16							2.21	
HGH 20HA							50	65.2	92.2	12.6															21.18	35.90	0.35	0.35	0.35	0.39		
HGH 25CA							35	58	84	16.8															26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.51		
	40	5.5	12.5	48	35	6.5					6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	M6x20							3.21	
HGH 25HA							50	78.6	104.6	19.6															32.75	49.44	0.56	0.57	0.57	0.69		
HGH 30CA							40	70	97.4	20.25															38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	0.88		
	45	6	16	60	40	10					6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25							4.47	
HGH 30HA							60	93	120.4	21.75															47.27	69.16	0.88	0.92	0.92	1.16		
HGH 35CA							50	80	112.4	20.6															49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.45		
	55	7.5	18	70	50	10					7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25							6.30	
HGH 35HA							72	105.8	138.2	22.5															60.21	91.63	1.54	1.40	1.40	1.92		
HGH 45CA							60	97	139.4	23															77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.73		
	70	9.5	20.5	86	60	13					10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35							10.41	
HGH 45HA							80	128.8	171.2	28.9															94.54	136.46	2.63	2.68	2.68	3.61		

ANNEXE 2 : FESTO

Documentation for Compact cylinder ADN-32-60-A-P-A #536276



Catalogue pages (PDF)

Title	Download
ADN/AEN	English
	other languages

Spare parts catalogue in the internet

Title	Left
ADN-32-60-A-P-A #536276	English
	other languages

→ More information you can find in our support portal.

Accessories for Compact cylinder ADN-32-60-A-P-A #536276

Accessories

ADN-32-60-A-P-A

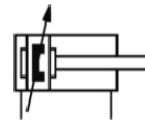
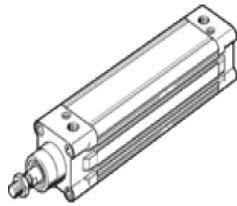
- Recommended accessories
- Quick Star fittings
- Quick connectors
- Barbed fittings
- Other connectors
- Function fittings
- Mounting kits for proximity sensors, other sensors
- Cylinder sensors for direct mounting
- Cylinder mountings
- Piston rod attachments
- Mounting accessories



Standard cylinder DNC-50-100-PPV-A

Part number: 163373

FESTO



Data sheet

Feature	values
Stroke	100 mm
Piston diameter	50 mm
Piston rod thread	M16x1,5

Piston rod thread	M16x1,5
Cushioning	PPV: Pneumatic cushioning adjustable at both ends
Assembly position	Any
Conforms to standard	ISO 15552 (previously also VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Piston-rod end	Male thread
Design structure	Piston Piston rod Profile barrel
Position detection	For proximity sensor
Variants	Single-ended piston rod
Operating pressure	0.6 ... 12 bar
Mode of operation	double-acting
Operating medium	Compressed air in accordance with ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Note on operating and pilot medium	Lubricated operation possible (subsequently required for further operation)
Corrosion resistance classification CRC	2
Ambient temperature	-20 ... 80 °C
Authorisation	Germanischer Lloyd
Impact energy in end positions	0.2 J
Cushioning length	22 mm
Theoretical force at 6 bar, return stroke	990 N
Theoretical force at 6 bar, advance stroke	1,178 N

ANNEXE 3 : REXNORD



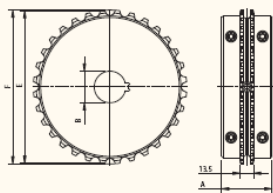
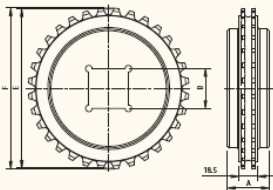
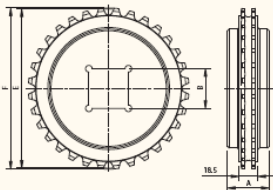
PRODUCT CATALOGUE | REXNORD® / MCC® ISSUE 12 | TABLETOP® AND MATTOP® CHAINS

PRODUCT CATALOGUE | REXNORD / MCC TABLETOP AND MATTOP CHAINS
ISSUE 12

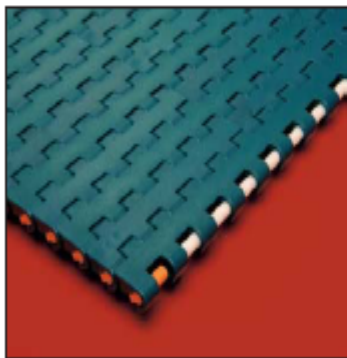


FlatTop Europe

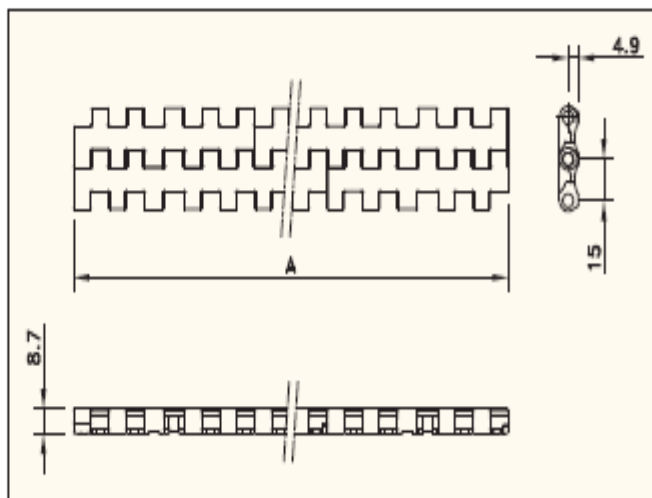


SPLIT SPROCKETS 1505 MACHINED							
ROUND BORES							
KUS 1500 T24 R25	614-284-5	24	25				
KUS 1500 T24 R30	614-284-1	24	30				
KUS 1500 T24 R35	614-284-6	24	35				
KUS 1500 T24 R40	614-284-2	24	40				
				114.9	115.5	50.8	
CLASSIC SPROCKETS 1505 MACHINED							
ROUND BORES							
KU 1500 T12 R30	114-3625-22	12	30				
KU 1500 T16 R30	114-3756-28	16	30				
KU 1500 T24 R30	114-2727-7	24	30				
KU 1500 T24 R40	114-2727-8	24	40				
KU 1500 T32 R30	114-2812-6	32	30				
KU 1500 T32 R40	114-2812-12	32	40				
				58.1	58.2	24.1	
				77.1	77.7	31.8	
				114.9	115.5	40.0	
				153.4	154.8	40.0	
SQUARE BORES							
KU 1500 T24 S25	114-4518-4	24	25				
KU 1500 T32 S40	114-2813-10	32	40				
				114.9	115.5	40.0	
				153.4	154.8	40.0	

1500-SERIES



**FLAT TOP
1505
METRIC SIZES**



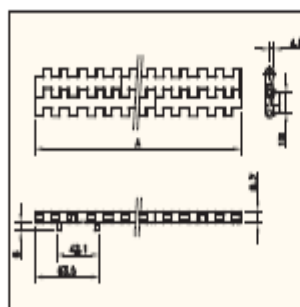
pag. 142

MATERIAL

pag. 212

Assembly	Belt type	Code nr.*	Temperature range °C		Working load (max.) N/m (21°C)	Weight kg/m²	Backflex radius (min.) mm
			dry	wet			
XLG-ACETAL WITH PBT PINS							
STANDARD	FT 1505 XLG	873.44.xx	-40 to +80	-40 to +65	13200	6.35	25
DOUBLE POSITRACK	FTDP 1505 XLG	873.54.xx					
XP-POLYPROPYLENE WITH POLYPROPYLENE PINS							
STANDARD	FT 1505 XP	873.46.xx	4 to 104	4 to 104	7300	4.49	25
DOUBLE POSITRACK	FTDP 1505 XP	873.56.xx					
WSM-ACETAL WITH PBT PINS							
STANDARD	WSM 1505 FT	873.48.xx	-40 to +80	-40 to +65	13200	6.35	25
DOUBLE POSITRACK	WSM 1505 FTDP	873.57.xx					
WHT-POLYPROPYLENE WITH PBT PINS							
STANDARD	WHT 1505 FT	873.49.xx	4 to 104	4 to 104	7300	4.49	25
DOUBLE POSITRACK	WHT 1505 FTDP	873.58.xx					

* In code numbers xx corresponds with the belt width (A), starting with 11 for 170 mm, 12 for 255 mm and so on in steps of 85 mm, up to 6120 mm; wider belts upon request. See page 211 for all code numbers. Cut to width options are possible.



General Information				
Projectname	: Technica			
Date	: 11-3-2014			
DATA INPUT				
BELT SPECIFICATION			PRODUCT SPECIFICATION	
Beltype	: SGDP1005TCF		Material product	: Cardboard
- length	: 1.20	m	Load	: 163.40 kg/m²
- width	: 1530.00	mm	Weight product	: 300000 gr
			Diameter product	: 1200.00 mm
			Occupation perc.	: 100 %
CONVEYOR SPECIFICATION			TEMPERATURE ZONES	
Type of support	: Strips / Rollers		Nr.	Length [m] Temp. [°C]
Wearstrip material	: UHMWPE			
Product / hour	: 4500		1	1.2 20
Beltspeed	: 90	m/min		
Lubrication	: Dry			
Accumulation	: 0	%		
Height difference	: 0	mm		
Nr. temp. zones	: 1			
Sprocket size	: 18 Teeth - Dp. 146.3			
Diameter shaft	: R 40			
Length shaft	: 1630	mm		
Centerdrive (y/n)	: Yes			
DATA OUTPUT				

COEFFICIENT OF FRICTION									
Product to belt		: 0.60							
Belt to support upper part		: 0.18							
Belt to support lower part		: 0.18							
BELT CALCULATION RESULTS			TABLE OF LOAD INFORMATION						
Max. working load		: 35000 N/m		Zone Strength		Continuous		Start-up	
Belt load		: 750 N/m		N/m		N/m %		N/m %	
Torque		: 52 Nm							
R.p.m.		: 196 1/min		1	35000	469	1	750	2
Shaft power		: 1075 Watt							
Motor power (eff. 75%)		: 1434 Watt							
Belt weight		: 14 kg/m²							
Thermal length expansion		: 0 mm							
Thermal width expansion		: 0 mm							
Total belt length		: 4 m							
Nr. sprockets drive shaft		: 18							
Nr. sprockets idler shaft		: 18							
Nr. bearings drive shaft		: 3							
Nr. bearings idler shaft		: 3							
Deflection drive shaft		: 0.29 mm		(2.00 mm)					
Deflection idler shaft		: 0.51 mm		(2.00 mm)					
Torsion drive shaft		: 0.41 °		(14.53 °)					
Startup-factor		: 1.6							
Nr. products on conveyor		: 1							

REMARKS

One row of products assumed.
High beltspeed!

ANNEXE 4 : SEW

Geared motors | Industrial Gear Units | Drive Electronics | Drive Automation | Services

Customer	
Project	
User	
File Date	
PUSHER ASYNC MOTOR REV1.SEWpro 5/5/2014 4:31:26 PM	

SEW Workbench
v2.12.1.0

Application report

Project planning - controlled drives



Application report - Application controlled
5/5/2014 4:31:26 PM

Result data / 1 x KA37CMP63M/KY/./../, i=20.19

Customer machine / gear unit		
Result data with reference to gear unit output (only customer end without dynamic portion of the motor J _{mot} + J _{gear})		
Max. acceleration	[m/s²]	5
Max. delay	[m/s²]	-1
Mean velocity	[m/s]	8.199
Max velocity	[m/s]	1.2
Max. torque during motor operation	[Nm]	149.3
Max. regenerative torque	[Nm]	0
cubic torque	[Nm]	66.65
Max. static application torque	[Nm]	40.1
Max. overhung load (+ fz)	[N]	0
cubic overhung load (+ fz)	[N]	0
Max. axial load (+ fz)	[N]	0
Max. gear unit load in relation to the peak torque of the gear unit	[%]	62.2
Gear unit load at max. application overhung load (based on max. permitted output overhung load = 0.0N; x = L/2)	[%]	0
For preloaded drives (toothed belts, flat belts, narrow belts, and pinion / gear rack), the cubic overhung load (FR _{cub}) equals the maximum overhung load (FR _{max}).		

Motor		
Result data with reference to motor shaft (with dynamic portion of the motor J _{mot} + J _{gear})		
Max. acceleration	[°/s²]	100675
Max. delay	[°/s²]	100675
Mean motor speed	[1/min]	2752
Mean thermic motor speed	[1/min]	2835
Max. motor speed	[1/min]	4027
Max. torque during motor operation	[Nm]	8.113
Max. regenerative torque	[Nm]	0
R.m.s. square torque (thermal)	[Nm]	3.035
R.m.s. square torque (mechanical)	[Nm]	3.035
Max. static motor torque (thermal)	[Nm]	2.069
Max. static motor torque (mechanical)	[Nm]	2.069
Travel sections with max. load		1
Motor utilization at S1 and mean speed	[%]	63.23
Max. torque based on rated motor torque	[%]	153.1
Max. motor current	[A]	8.266
Max. inertia ratio J _{ext} /J _{mot}		13.72
Max. load inertia (without efficiency)	[kgm²]	.002634
Max. regenerative power	[kW]	0
Mean braking power (only regenerative travel sections)	[kW]	0
Regenerative cyclic duration factor	[%]	0
Regenerative energy	[J]	0

Technical Information

TI No. WL 43-1190 EA

October 1999



FAG Rolling Bearings Fundamentals · Types · Designs



Bearing units

A complete bearing mounting comprises not only the bearing itself but *sealing and lubrication* as well. Rolling bearings into which these elements are integrated are referred to as bearing units. These are cost-efficient bearing designs because, as a rule, they do not require any maintenance throughout their entire *service life*. The most commonly used bearing units incorporate deep groove ball bearings with seals or dust shields. Sealed designs offered by FAG also include self-aligning ball bearings, double-row full complement cylindrical roller bearings, JK05 tapered roller bearings and high-speed spindle bearings.

Apart from the sealing, other components adjacent to the rolling bearing can be integrated in the unit as well. For instance, clamping elements which are used to fasten the inner rings of S-type bearings on the shaft. The thick-walled cylindrical or spherical outer rings of track rollers can run directly on tracks. The function of the housing is completely or partly integrated in the unit with wheel bearing units for automobiles, journal roller bearing units for rail vehicles, VRE plummer block units for fans, flanged bearing units for electric machines and bottom bracket bearing units for bicycles (see also "FAG Target Industry Programmes" in catalogue WL 41 520).

S-Bearing Units

S-bearing units are used for highly contaminated environments, shaft deflection and misalignment, e.g. in agricultural machines, conveyor systems and construction machines.

The sealed deep groove ball bearings require no maintenance. They have a spherical outside diameter and are mounted into spherical housings so that they can compensate for misalignment. The inner ring is fastened on the shaft by means of an eccentric self-locking collar (series 162 and 362), by means of two threaded pins (series 562) or by the fit (series 762.2RSR).

S-bearing housings are plummer block housings or flanged housings. One can choose between the materials grey-cast iron and pressed steel. The cast housings are used for higher loads than the lower priced pressed housings.

For more details see catalogue WL 41 520 and Publ. No. WL 90 115.

S-type bearing units, S-type bearings and housings

