



Journal Homepage: [-www.journalijar.com](http://www.journalijar.com)

INTERNATIONAL JOURNAL OF ADVANCED RESEARCH (IJAR)

Article DOI: 10.21474/IJAR01/23516
DOI URL: <http://dx.doi.org/10.21474/IJAR01/23516>



RESEARCH ARTICLE

DIMENSIONNEMENT D'UNE TRIEUSE DE MANGUES INTEGREE A LA CHAINE DE VALEUR FRUITIERE SIZING OF A MANGO SORTER INTEGRATED INTO THE FRUIT VALUE CHAIN

Abdel Kader Hounsouho Lingani¹, Abdoufayçal Baguian² and Mamadou Ndiaye³

1.Ecole polytechnique de Ouagadougou, Institut du Génie des Systèmes Industriels et Textiles, Laboratoire Multidisciplinaire de Recherche en Sciences de l'Ingénieur (LMRSI), Burkina Faso, 18 BP 234 Ouagadougou 18, Burkina Faso.

2. Université NAZI-BONI, Institut Universitaire de Technologie, 01 BP 1091 Bobo-Dioulasso 01, Burkina Faso.

3.Université Cheikh Anta Diop, BP 5005 Dakar-Fann, Sénégal.

Manuscript Info

Manuscript History

Received: 12 March 2026

Final Accepted: 14 April 2026

Published: May 2026

Key words:-

Dimensionnement, développement, mécanique, trieuse, mangue.

Abstract

Ce travail s'inscrit dans le cadre des difficultés rencontrées par les producteurs fruitiers africains plus précisément ceux du Sénégal lors du tri des mangues. Face à cette situation, il est plus qu'urgent de promouvoir un système mécanisé de tri pour faciliter les activités post-récolte des producteurs. Cette étude porte sur le dimensionnement/développement d'une trieuse de mangues. La trieuse comporte, une trémie de chargement d'une capacité de 50 kg munie d'une trappe d'alimentation, une table de tri calibrée d'une longueur de 03 mètres et d'une capacité moyenne de 15 kg, et des bras racleurs d'une dimension de 250 x 100 mm. Le système de transmission est composé : d'un groupe moto réducteur Parvex ayant une puissance de 0,87 kW et un couple nominal de 1,48 N.m à 2867 tr/min avec un rapport de réduction égale à 30 assurant une vitesse de convoyage à 0,65 m/s, de deux (02) poulies dentées standard de type AT20 et, d'une courroie linéaire (M) AT20 BRECO.

"© 2026 by the Author(s). Published by IJAR under CC BY 4.0. Unrestricted use allowed with credit to the author."

Introduction:-

La transformation industrielle et semi-industrielle des fruits est une pratique répandue dans les pays du sud. Actuellement, elle prend de l'ampleur en Afrique de l'ouest. Parmi ces fruits, nous avons la mangue. C'est un produit aux utilisations multiples et dont la production annuelle sur le continent en 2015 était estimée à 1,3 millions de tonnes (Ba, 2016). En dehors de la consommation directe comme fruit frais, elle est source d'une multitude de produits dérivés. Le noyau, sert à l'extraction des huiles pour la savonnerie (Reynes&Odoux, 1999). La pulpe est utilisée dans le milieu industriel pour la fabrication des jus, nectars, confitures, glaces, yaourts, vinaigre et vin de mangue, chutneys et autres produits alimentaires (Reynes&Odoux, 1999). De là découle l'usage à grande échelle de ce fruit.

Corresponding Author:- Abdel Kader Hounsouho Lingani

Address:- Ecole polytechnique de Ouagadougou, Institut du Génie des Systèmes Industriels et Textiles, Laboratoire Multidisciplinaire de Recherche en Sciences de l'Ingénieur (LMRSI), Burkina Faso, 18 BP 234 Ouagadougou 18, Burkina Faso.

Le calibrage des mangues est d'une grande importance pour l'exportation vers l'Union Européenne, les Etats Unis et pour les unités de transformation locale. D'après le Centre de Commerce International (ITC), la demande sur les marchés importateurs tend vers des variétés avec des poids autour de 400 grammes et un rapport élevé entre la chair et le reste, soit le noyau et la peau n'excédant pas 20 à 25% du poids du fruit en fonction de la variété (Rey & al., 2014). Ces mangues sont également contenues dans des conteneurs de 4 kg et le nombre pouvant varier de 7 à 10 selon la variété (Rey & al., 2014). Cependant, le conditionnement et le calibrage des mangues demeure toujours fastidieux pour nos agriculteurs africains dans la mesure où elle se fait de façon traditionnelle et cela leur prend beaucoup de temps et d'énergie. Ce travail a pour objectif le dimensionnement d'une trieuse de mangues intégrée à la chaîne de valeur fruitière. Cette étude nous permettra de choisir les pièces constitutives de la machine.

Matériel Et Méthodes:-

Méthode de dimensionnement :-

Le dimensionnement de la trieuse mécanique de mangues est basé sur la statique, la cinématique et la dynamique.

Description de la trieuse de mangue :-

La trieuse de mangue est une machine consacrée uniquement au tri des mangues selon leurs formes, afin de faciliter leur conditionnement en vue, de leur commercialisation sur le marché local et, de leur exportation vers l'international. Les figures 1 et 2 montrent une trieuse laissant voir les différents modules à savoir, une trémie d'alimentation pour l'alimenter la machine en mangues, un transporteur gravitaire pour acheminer par gravitation les mangues les unes après les autres sur la table de tri calibrée, des bras racleurs ancrés sur la courroie pour faciliter le déplacement des mangues sur la table de tri, des anneaux de calibrage de différentes mailles pour le tri des mangues selon leur formes et enfin nous avons les bacs de récupérations des mangues placés en dessous de chaque anneau de calibrage pour récupérer les mangues triées.

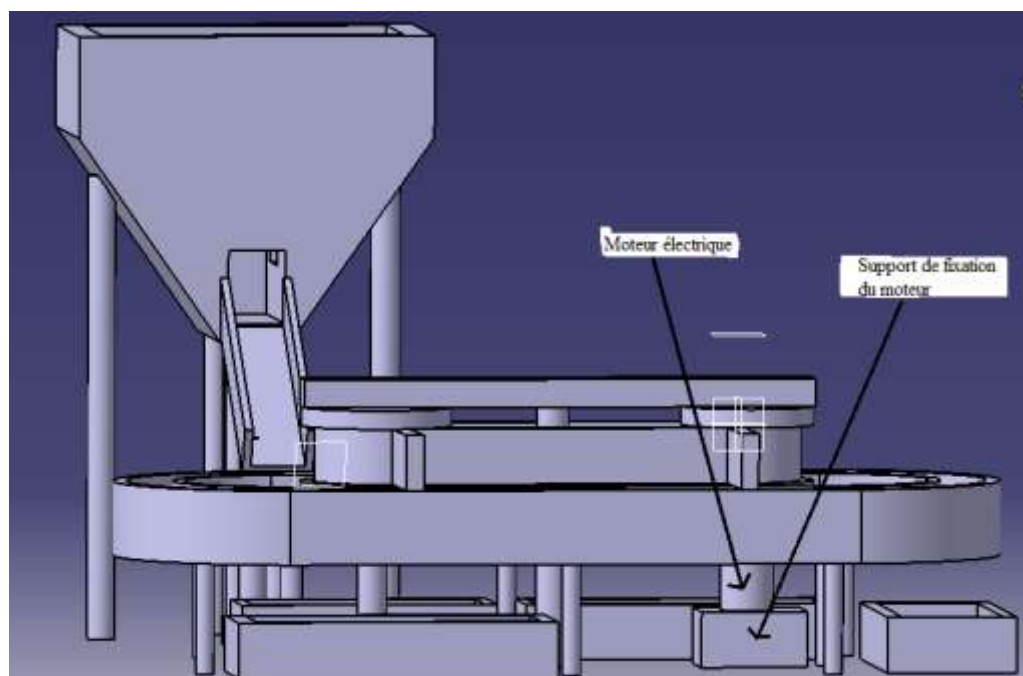


Figure 1:- Vue de face de la trieuse

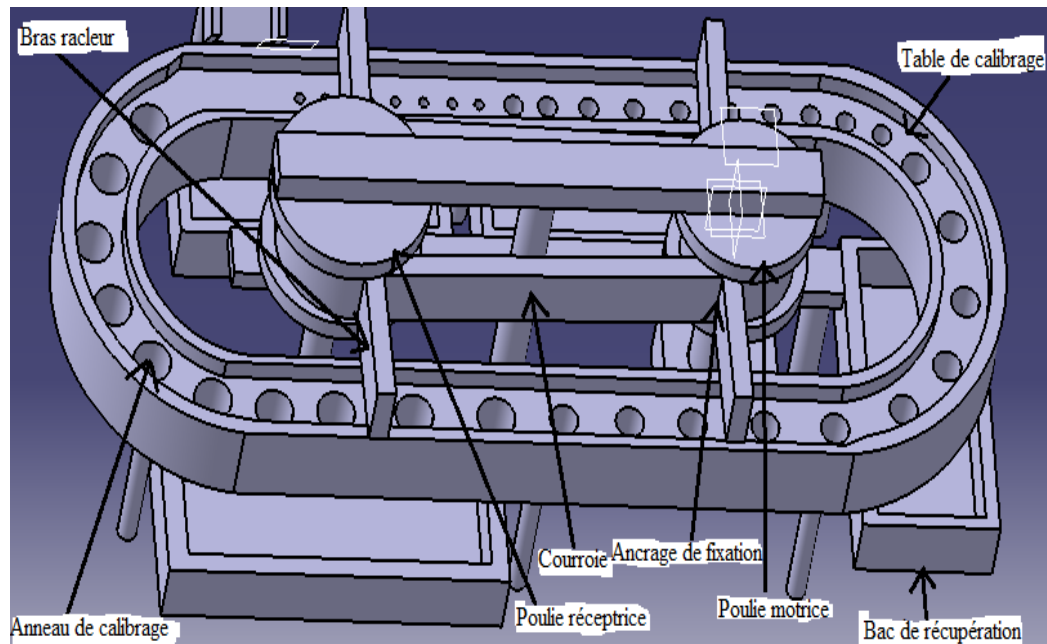


Figure 2:-Illustration des éléments constitutifs de la trieuse

Calcul de l'effort de déplacement du système et de la puissance nécessaire au système:-

Déterminons d'abord la masse totale M des mangues sur la table de tri :

$$M = \frac{\text{Longueur du plateau}}{\text{Taille maximale d'une mangue}} \times \text{Poids maximal d'une mangue} \quad (1)$$

Avec :

- Le poids maximale d'une mangue = 1 kg ;
- La taille maximale d'une mangue = 0,2 m ;
- La longueur du plateau = 3 m

A.N :

$$M = 15 \text{ kg}$$

Calcul de l'accélération du système :-

L'accélération maximale est double de celle nécessaire au déplacement X en un temps t suivant une loi triangle (figure 3).

La distance à parcourir X

$$X = \frac{d_m}{2} \quad (2)$$

Avec :

- d_m (le diamètre de la poulie motrice), $d_m = 0,13087 \text{ m}$ (Binder, n.d.).

A.N :

$$X = 0,065 \text{ m}$$

L'accélération γ maximale :

$$\gamma_{\max} = \frac{8 \times X}{t^2} \quad (3)$$

Avec :

- t (le temps de déplacement maximal), $t = 0,2 \text{ s}$ (figure 3) ;
- $X = 0,065 \text{ m}$

A.N :

$$y_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$$

La vitesse maximale est identique à celle de la loi triangle :

$$V_{\max} = \frac{2 \times X}{t} \quad (4)$$

Avec :

- $X = 0,065$;
- $t = 0,2 \text{ s}$

$$V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$$

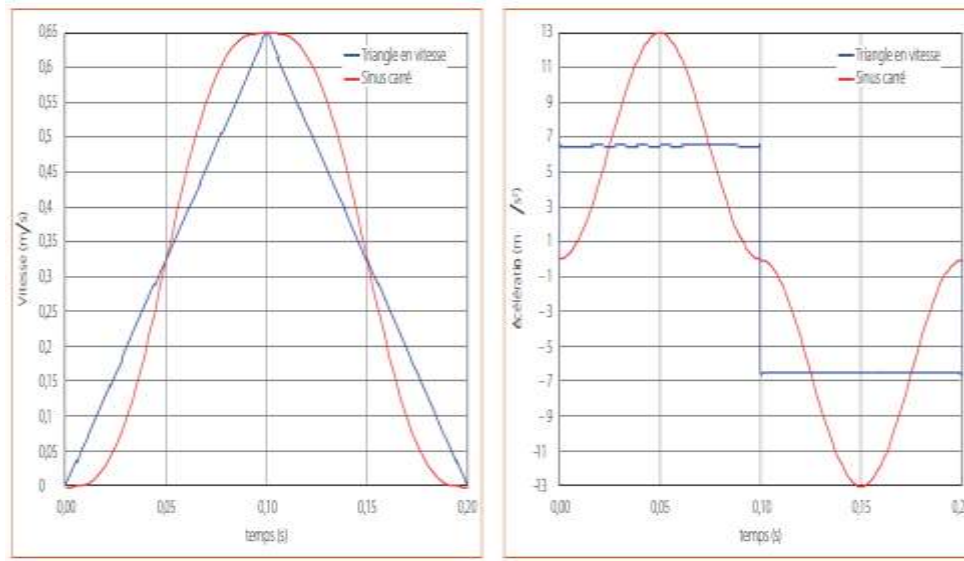


Figure 3:- Lois de commandes en triangle et sinus carré (Binet, 2007)

Calcul de la force tangentielle à transmettre F_T :-

Selon (Binder, n.d.) la force tangentielle se calcul par l'expression :

$$F_T = F_{\text{fri}} + F_Y + F_m \quad (5)$$

Avec :

- F_{fri} : La force de friction (résistance de frottement) ;
- F_Y : La force d'accélération qui est égale à : $F_Y = \text{Masse} \times \text{accélération}$;
- $F_m = \text{Masse} \times 9,81 \times \beta$ (angle d'inclinaison de la courroie avec l'horizontale)

Pour ce faire nous allons déterminer chacune de ces forces :

Calculons F_{fri} :

D'après la figure 4 on aura les équations suivantes :

$$\vec{N} + \vec{P} = \vec{0} \quad (6)$$

$$\rightarrow \vec{N} = -\vec{P}$$

$$\text{Et } \vec{F} + \vec{T} = \vec{0} \quad (7)$$

$$\rightarrow \vec{F} = -\vec{T}$$

Donc :

$$F_{\text{fri}} = P \times f \quad (8)$$

Avec :

- $f \approx 0,15$

$$P = M \times g \quad (9)$$

Avec :

- $M = 15 \text{ kg}$;
- $g = 9,81 \text{ N/kg}$

A.N :

$$P = 147,15 \text{ N}$$

D'où :

$$F_{fr} = 22,07 \text{ N}$$

Calculons F_y :

$$F_y : M \times \gamma \quad (10)$$

Avec :

- $M = 15 \text{ kg}$;
- $\gamma = 13 \text{ m/s}^2$

A.N :

$$F_y = 195 \text{ N}$$

Calculons F_m :

$$F_m = \text{Masse} \times 9,81 \times \beta(11)$$

A.N :

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

Car angle d'inclinaison de la courroie avec l'horizontale est nul dans notre cas.

Donc F_T sera égal à :

A.N :

$$F_T = 217,07 \text{ N}$$

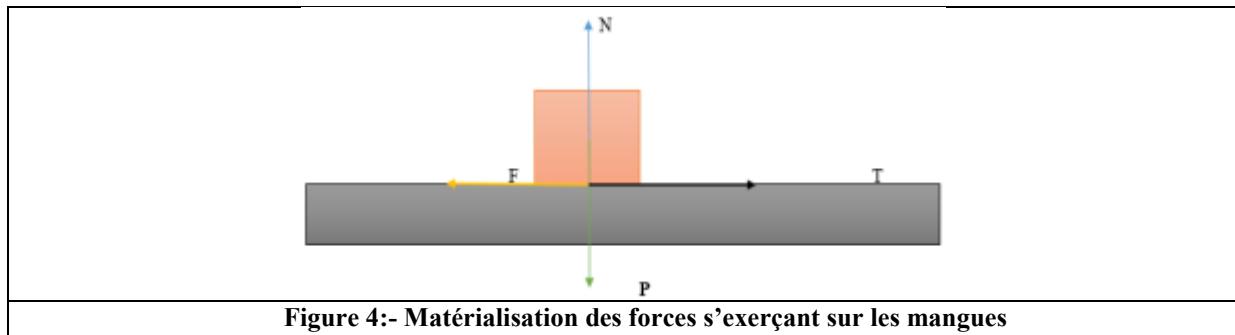


Figure 4:- Matérialisation des forces s'exerçant sur les manges

Calcul du couple(Binder, n.d.) :-

$$C = \frac{F_T \times d_m}{2000}(12)$$

Avec :

- $F_T = 217,07 \text{ N}$;
- $d_m = 130,87 \text{ mm}$

A.N :

$$C = 14,20 \text{ N.m}$$

Calcul de la puissance à transmettre P_0 (Binder, n.d.) :-

$$P_0 = \frac{C \times n}{9550}(13)$$

Avec :

- $C = 14,20 \text{ N.m}$;
- n (à déterminer)

Déterminons d'abord la vitesse de rotation n :

$$n = \frac{V \times 30}{r_m \times \pi} \quad (14)$$

Avec :

- $V = 0,65 \text{ m/s}$;
- Le rayon de la poulie motrice $r_m = 0,065 \text{ m}$

A.N :

$$n = 95,54 \text{ tr/mn}$$

D'où :

$$P_0 = 0,142 \text{ kW}$$

Dimensionnement de la courroie de transport de matières :-

Ce sont des courroies linéaires généralement à bouts libres sur lesquelles un revêtement, profilé est placé sur la grande base. Ce profil est adapté aux produits convoyés (calibrage de fruits par exemple). Leur fonction n'est pas de transmettre une puissance. Le dimensionnement de la courroie se fera d'après(Binder, n.d.).

Calcul de l'entraxe a :-

$$\text{Le rapport de transmission} = \frac{dr}{dm} = 1,83 \quad (15)$$

Avec :

- d_m (le diamètre de la poulie motrice), $d_m = 130,87 \text{ mm}$;
- d_r (le diamètre de la poulie réceptrice), $d_r = 239,10 \text{ mm}$

Pour la limite inférieure on prendra :

$$a_{\text{mini}} \geq \frac{1}{2}(d_m + d_r) + d_m \quad (16)$$

Avec :

- $d_m = 130,87 \text{ mm}$;
- $d_r = 239,10 \text{ mm}$

A.N :

$$a_{\text{mini}} = 315,855 \text{ mm}$$

Pour la limite supérieure on prendra :

$$a_{\text{maxi}} < 3 \times (d_m + d_r) \quad (17)$$

Avec :

- $d_m = 130,87 \text{ mm}$;
- $d_r = 239,10 \text{ mm}$

A.N :

$$a_{\text{maxi}} = 1109,91 \text{ mm}$$

Pour des raisons d'utilisation, on retiendra $a = 1100 \text{ mm}$

Calcul de la longueur primitive de la courroie :-

$$L_p = 2 \times a + 1,57 \times (d_m + d_r) + \frac{(d_r - d_m)^2}{4 \times a} \quad (18)$$

Avec :

- $a = 1100 \text{ mm}$;
- $d_m = 130,87 \text{ mm}$;
- $d_r = 239,10 \text{ mm}$

A.N :

$$L_p = 2792,51 \text{ mm}$$

Calculons la largeur de la courroie(Binder, n.d.):-

$$b = \frac{10 \times F_T}{Z_e \times F_{T/JZ}} \quad (19)$$

Avec :

- b = largeur de la courroie ;

- $F_T = 217,07 \text{ N}$;
- Z_e = nombre de dents en prises sur la poulie motrice ;
- $F_{TZ} = 136 \text{ N/cm}$, c'est la "force tangentielle transmissible par la denture" du pas et du profil sélectionnés.

Cette dernière est déterminée graphiquement avec (Binder, n.d.) et a nécessité l'utilisation de la vitesse de rotation $n = 95,54 \text{ tr/mnd}$ après l'équation 14 et le choix d'une courroie de type AT20 (figure 5).

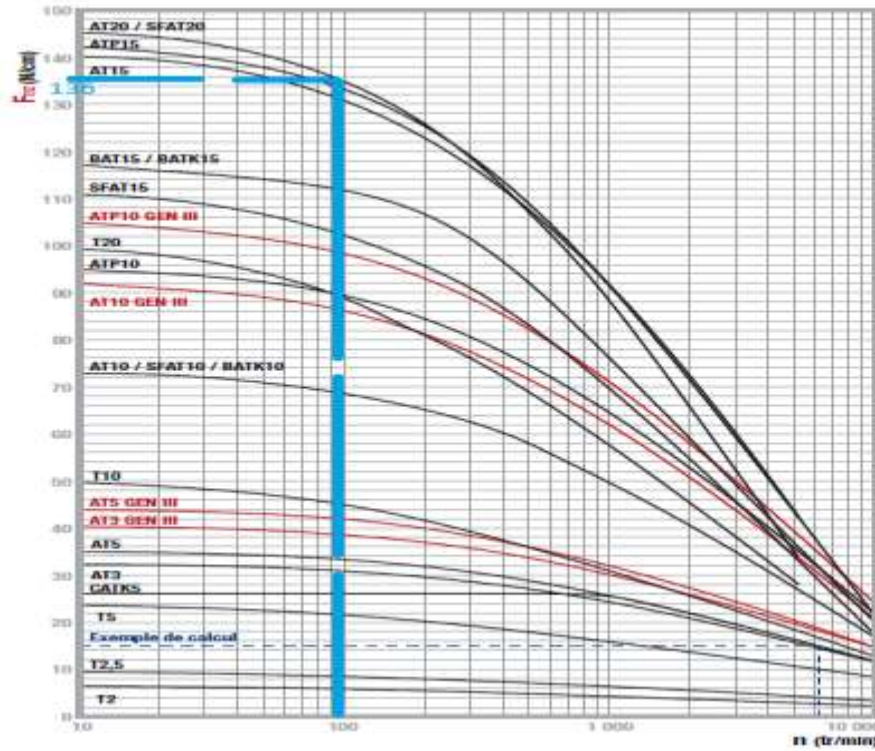


Figure 5:- Courbe de F_{TZ} en fonction de la vitesse de rotation

Afin de pouvoir calculer b nous allons également déterminer Z_e (Binder, n.d.) :

$$Z_e = \frac{Z_1}{2} - \frac{t \times Z_1}{2 \times \pi^2 \times a} \times (Z_2 - Z_1)(20)$$

Avec :

- Z_1 : le nombre de dents de la poulie motrice = 21 ;
- Z_2 :le nombre de dents de la poulie réceptrice = 38 ;
- a : l'entraxe = 1100 mm ;
- t (le pas), $t = 20$

A.N :

$$Z_e = 10,17$$

On prendra $Z_e = 11$ pour le calcul.

A.N :

$$b \text{ minimum} = 1,45 \text{ mm}$$

On retient 25 mm comme valeur standard pour b car c'est la valeur immédiatement supérieure dans le catalogue utilisé.

Calcul de la force de pré-tension F_{pt} appliquée dans le brin de courroie au montage(Binder, n.d.):-

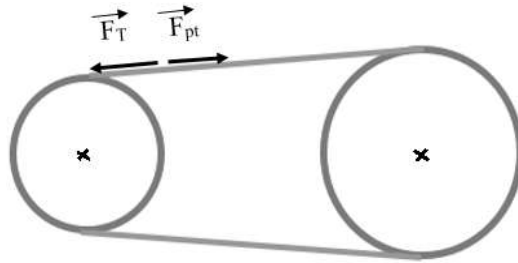


Figure 6:- Matérialisation de la force de pré-tension

Un entraînement linéaire est correctement pré-tendu si, sous application de la force tangentielle maximale F_{Tmax} (résultant d'une accélération ou d'un freinage), le brin mou de la courroie reste tendu. Prévoir une force de pré-tension minimale de :

$$F_{pt} = F_T \quad (21)$$

$$F_{pt} = 217,07 \text{ N}$$

Calcul de la force de traction dans la courroie F_{tot} (Binder, n.d.) :-

$$F_{tot} = F_{pt} + F_T \quad (22)$$

Avec :

- $F_{pt} = F_T = 217,07 \text{ N}$

A.N :

$$F_{tot} = 434,14 \text{ N}$$

Calcul de la vitesse angulaire :-

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} \quad (23)$$

Avec :

- $n = 95,54 \text{ tr/mn}$

A.N :

$$\omega = 10 \text{ rad/s}$$

Calcul de la vitesse périphérique du système (Binder, n.d.)

$$V_p = \frac{d_m \times n}{19,1 \times 10^3} \quad (24)$$

Avec :

- $n = 94,54 \text{ tr/mn}$;
- $d_m = 130,87 \text{ mm}$

A.N :

$$V_p = 0,647 \text{ m/s}$$

Dimensionnement et choix du groupe moto réducteur :-

Le système de tri aura besoin d'un fort couple et d'une vitesse faible. Il est donc nécessaire que le moteur possède une puissance équivalente. Cependant la puissance du moteur n'est pas directement exploitable, car elle est sous la forme d'une grande vitesse et d'un faible couple. Ainsi le réducteur permettra, d'adapter cette puissance en réduisant la vitesse, mais aussi et tout particulièrement, d'augmenter le couple.

Pour mener à bien le dimensionnement nous allons fixer certains paramètres à savoir le rendement de la chaîne cinématique (poulies, courroie) : $\eta = 0,95$ (Binder, n.d.) et rappeler d'autres :

- La vitesse de rotation à la sortie du réducteur : $n = 95,54 \text{ tr/min}$;
- Les efforts résistants dus aux frottements sur la courroie $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
- Le rayon poulie dentée motrice : $r_m = 0,065 \text{ m}$ (Binder, n.d.) ;
- L'accélération maximale du système : $V_{max} = 13 \text{ m/s}^2$;
- La vitesse linéaire maximale du moteur : $V_{max} \approx 0,65 \text{ m/s}$,
- La masse des manguettes $M = 15 \text{ kg}$;
- Le poids d'un bras racleur = $0,5 \text{ kg}$;
- Le poids de la courroie = $0,240 \text{ kg/m}$ (Binder, n.d.) ;
- La longueur primitive de la courroie : $L_p = 2,792 \text{ m}$;

➤ Le rayon de la poulie réceptrice : $r_r = 0,119$ m (Binder, n.d.).

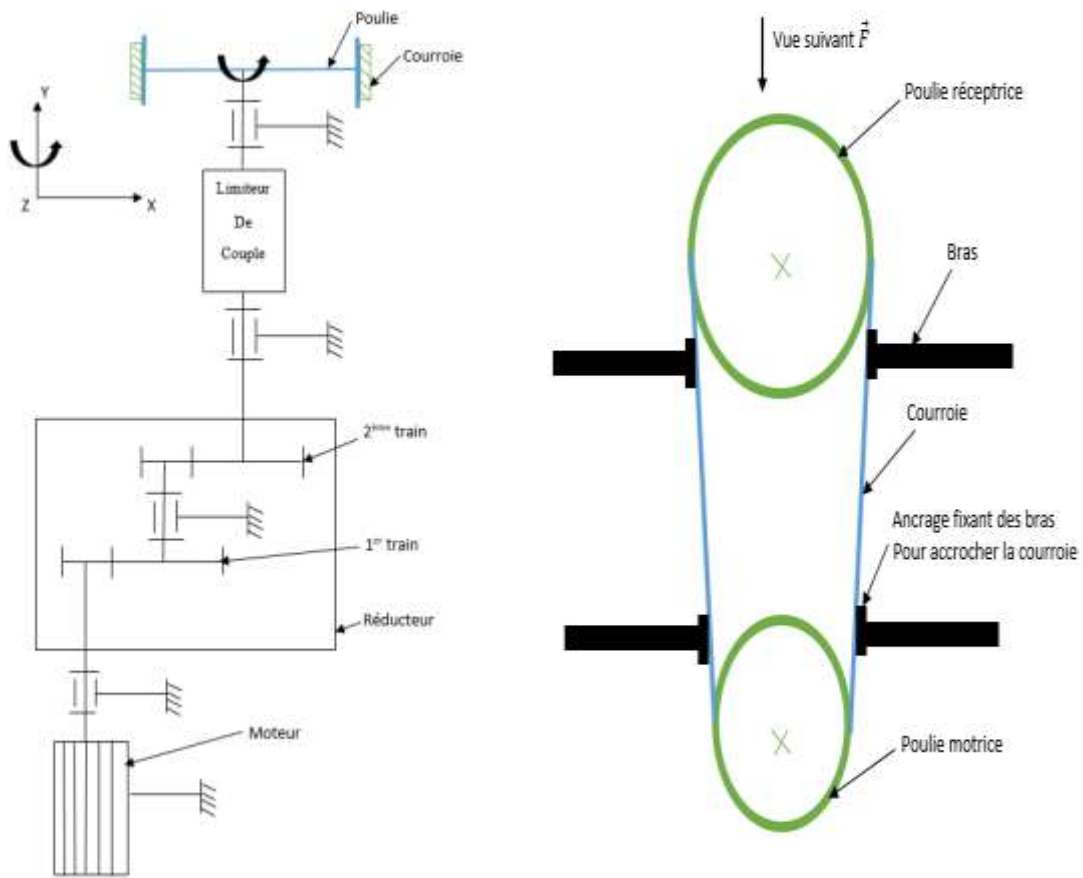


Figure 7:- Schéma cinématique de la chaîne de transmission

Calcul de la masse des deux poulies dentées, des bras racleurs et de celle de la courroie :-

Calcul de la masse de la poulie motrice M_m :

$$M_m = \rho \times e \times \pi \times r_m^2 \quad (25)$$

Avec :

- ρ (la masse volumique de la poulie motrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;
- e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032 \text{ m}$;
- $r_m = 0,065 \text{ m}$

A.N :

$$M_m = 1,14 \text{ kg}$$

Calcul de la masse de la poulie réceptrice M_r :-

$$M_r = \rho \times e \times \pi \times r_r^2 \quad (26)$$

Avec :

- ρ (la masse volumique de la poulie réceptrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;
- e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032 \text{ m}$;
- $r_r = 0,119 \text{ m}$

A.N :

$$M_r = 3,84 \text{ kg}$$

Calcul de la masse de la courroie M_c :-

$$M_c = \text{Poids de la courroie en kg/m} \times L_p(27)$$

Avec :

- Le poids de la courroie = 0,240 kg/m ;
- L_p (la longueur primitive de la courroie), $L_p = 2,792$ m

A.N :

$$M_c = 0,67 \text{ kg}$$

Calcul de la masse des bras racleurs M_b :-

$$M_b = \text{masse d'un bras racleur} \times \text{nombre de bras racleurs} \quad (28)$$

Avec :

- La masse d'un bras racleur = 0,5 kg ;
- Le nombre de bras racleurs = 4

A.N :

$$M_b = 2 \text{ kg}$$

Détermination de la masse Totale M_t en translation (1 courroie + 2 poulies + 15 mangués + 4 bras racleurs) : $M_t = M + M_m + M_r + M_c + M_b(29)$:-**Avec :**

- $M = 15$ kg ;
- $M_m = 1,14$ kg ;
- $M_r = 3,84$ kg ;
- $M_b = 2$ kg ;
- $M_c = 0,67$ kg

A.N :

$$M_t = 22,65 \text{ kg}$$

Calcul du moment d'inertie de la poulie motrice J_1 :-

$$J_1 = \frac{2 \times \pi \times e \times \rho \times r_m^4}{4} (30)$$

Avec :

- ρ (la masse volumique de la poulie motrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;
- e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032$ m ;
- $r_m = 0,065$ m

A.N :

$$J_1 = 2,42 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

Calcul du moment d'inertie de la poulie réceptrice J_2 :-

$$J_2 = \frac{2 \times \pi \times e \times \rho \times r_r^4}{4} (31)$$

Avec :

- ρ (la masse volumique de la poulie motrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;
- e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032$ m ;
- $r_r = 0,119$ m

A.N :

$$J_2 = 2,72 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$$

Calcul de la puissance nécessaire pour déplacer la charge à la sortie du réducteur (Binet, 2007) :-

C'est la somme de la puissance d'accélération et de la puissance permanente, pour cela calculons :

Calcul de la puissance d'accélération P_a :-

$$P_a = M_t \times a_{\max} \times V_{\max} \quad (32)$$

Avec :

- $M_t = 22,65 \text{ kg}$;
- $a_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$;
- $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$

A.N :

$$P_a = 191,4 \text{ W}$$

Calcul de la puissance permanente P_p :-

$$P_p = \frac{F_{\text{fri}} \times V_{\max}}{\eta_{\text{poulie courroie}}} \quad (33)$$

Avec :

- $F_{\text{fri}} = 22,07 \text{ N}$;
- $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$;
- $\eta_{\text{poulie courroie}} = 0,95$

A.N :

$$P_p = 15 \text{ W}$$

Calcul de la puissance totale P_t :-

$$P_t = P_a + P_p \quad (34)$$

Avec :

- $P_a = 191,4 \text{ W}$;
- $P_p = 15 \text{ W}$

A.N :

$$P_t = 206,4 \text{ W}$$

La puissance nécessaire pour déplacer la charge est donc $P_t = 206,4 \text{ W}$.

La présélection du moteur oriente vers les plus petits modèles de moteurs brushless Parvex (Brushless, n.d.). La gamme correspondante étant repérée NX, avec des puissances commençant à 200 W. Le tableau 1 donne les caractéristiques générales des moteurs NX.

Tableau 1:- Caractéristiques générales des moteurs Brushless Parvex NX

Caractéristiques techniques	
Type de moteurs	Synchrones à aimants permanents
Conception rotor	Rotor à aimants en terre rare à concentration de flux
Nombre de pôles	10
Gamme de puissance	0,2 – 13,7 kW
Gamme de couple	0,45 – 64 Nm
Gamme de vitesse	0 – 7500 tr/min
Montage	Bride à trous lisses
Interface mécanique	<ul style="list-style-type: none"> • Arbre plein lisse (standard) • Arbre plein claveté (option)
Refroidissement	<ul style="list-style-type: none"> • Ventilation naturelle • Ventilation forcée (NX880V)

Indice de protection (IEC60034-5)	<ul style="list-style-type: none"> • IP64 (standard) • IP65 (option) • IP44 (versions ventilées) 	
Capteurs de vitesse / position	<ul style="list-style-type: none"> • Résolveur (standard) • Codeur absolu Endat, Hiperface • Posivex (seulement avec Digivex Motion) 	
Autres options	<ul style="list-style-type: none"> • Frein de maintien • Protection thermique (PTC, Thermo5, Switch ou KTY) 	
Certification	CE	UL
Tensions d'alimentation	230 / 400 VAC	230 / 480 VAC
Classe de température (IEC60034-1)	<ul style="list-style-type: none"> • Class F 	<ul style="list-style-type: none"> • Class A (NX1-2) • Class F (NX3-8)
Connectique	<ul style="list-style-type: none"> • Connecteurs (standard) • Câbles sortis (option) • Boîtes à bornes (option) 	<ul style="list-style-type: none"> • Connecteurs (NX1-8) • Boîte à bornes (NX860V)

Calcul du gain en vitesse du transformateur de mouvement poulie courroie et présélection d'un réducteur de rapport de réduction r :

Calcul du gain en vitesse K du transformateur de mouvement:-

$$K = \frac{V}{\omega_r} = r_m(35)$$

Avec :

- $V = 0,65 \text{ m/s}$;
- $\omega_r = 10 \text{ rad/s}$

$$K = 0,065$$

Présélection d'un rapport de réduction r :-

En prenant à priori une vitesse de 3000 tr/min ($\approx 314 \text{ rad/s}$) qui peut être atteinte par tous les moteurs de la gamme NX et en choisissant spécifiquement la vitesse linéaire maximale (loi triangle) à la figure 3, on obtient :

$$r = \frac{r_m \times \omega_m}{V}(36)$$

Avec :

- $r_m = 0,065 \text{ m}$;
- $V = 0,65 \text{ m/s}$;
- $\omega_m = 314 \text{ rad/s}$

A.N :

$$r = 31,4$$

La gamme de réducteurs Parvex à faible jeu GX offre des rapports de réduction échelonnés de 5 en 5 (Brushless, n.d.): 20, 25, 30, 35, 40, etc. On choisit donc le coefficient de réduction le plus proche, soit $r = 30$, nous permettant de déduire la vitesse maximale du moteur et la vitesse maximale à la sortie du réducteur.

Calcul de la vitesse maximale du moteur:-

$$\omega_m = \frac{V \times r}{r_m}(37)$$

Avec :

- $r_m = 0,065 \text{ m}$;
- $V = 0,65 \text{ m/s}$;
- $r = 30$

A.N :

$$\omega_m = 300 \text{ rad/s}$$

$$\text{Et } n_m = 2867 \text{ tr/min}$$

Calcul de la vitesse maximale à la sortie du réducteur:-

$$\omega_r = \frac{\omega_m}{r} (38)$$

Avec :

- $\omega_m = 300 \text{ rad/s}$;
- $r = 30$

A.N :

$$\omega_r = 10 \text{ rad/s}$$

$$\text{Et } n_r = 95,54 \text{ tr/min}$$

Ces valeurs nous permettent de conserver le rapport de réduction présélectionné $r = 30$ et de choisir le réducteur GX3-R030-R04 (tableau 2) ayant une inertie $j_r = 4.10^{-6} \text{ kg.m}^2$ (Audin, n.d.).

Tableau 2:- Extrait du catalogue de choix du réducteur GX

Associations mécaniques Réducteurs GX – Servomoteurs NX						
Taille réducteur GX						
Moteur Couple ; Inertie	01	02	04	06	07	09
NX110 0,45 ; 1,3	GX1...R01 r = 3 à 35	GX1...R02 r = 40 à 80				
NX210 1 ; 3,8	GX2...R01 r = 3 à 15	GX2...R02 r = 20 à 35	GX2...R04 r = 40 à 80			
NX310 2 ; 7,9	GX3...R01 r = 3 à 8	GX3...R02 r = 9 à 20	GX3...R04 r = 25 à 60			
NX420 4 ; 29			GX4...R04 r = 3 à 10	GX4...R06 r = 15 à 60	GX4...R07 r = 70 à 90	
NX430 5,5 ; 42,6			GX4...R04 r = 3 à 10	GX4...R06 r = 15 à 35	GX4...R07 r = 40 à 70	
NX620 8 ; 98				GX6...R06 r = 3 à 10	GX6...R07 r = 15 à 60	
NX630 12 ; 147				GX6...R06 r = 3 à 10	GX6...R07 r = 15 à 50	
NX820 16 ; 320				GX8...R06 r = 3 à 10	GX8...R07 r = 15 à 30	GX8...R09 r = 35 à 50
NX840 28 ; 620				GX8...R06 r = 3 à 9	GX8...R07 r = 10 à 15	GX8...R09 r = 20 à 30

Calcul de l'inertie de la charge ramenée à la sortie du réducteur en vue de la détermination du couple nécessaire pour déplacer la charge à la sortie du réducteur (Binet, 2007) :-

$$J_c = \frac{j_t + (K^2 \times M_t)}{r^2} \quad (39)$$

Avec :

- $j_t = j_1 + j_2 = 2,96.10^{-2} \text{ kg.m}^2$;
- $K = 0,065$;
- $M_t = 22,65 \text{ kg}$;

- $r = 30$

A.N :

$$J_c = 1,28.10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Calcul du couple d'accélération:-

$$C_{ma} = \frac{j_c \times \gamma_{max} \times r}{r_m} \quad (40)$$

Avec :

- $J_c = 1,28.10^{-4} \text{ kg.m}^2$;
- $r = 30$;
- $r_m = 0,065$;
- $\gamma_{max} = 13 \text{ m/s}^2$

A.N :

$$C_{ma} = 0,768 \text{ N.m}$$

Calcul du couple permanent à la sortie du réducteur :-

$$C_r = \frac{r_m \times F_{fri}}{\eta_{poulie \text{ courroie}} \times r} \quad (41)$$

Avec :

- $r = 30$;
- $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
- $r_m = 0,065$;
- $\eta_{poulie \text{ courroie}} = 0,95$

A.N :

$$C_r = 0,05 \text{ N.m}$$

Calcul du couple total (couple crête)(Binet, 2007) :-

$$C_t = C_{ma} + C_r \quad (42)$$

Avec :

- $C_{ma} = 0,768 \text{ N.m}$;
- $C_r = 0,05 \text{ N.m}$

A.N :

$$C_t = 0,81 \text{ N.m}$$

On remarque que le couple permanent dû aux efforts résistants est petit devant le couple d'accélération. Nous pouvons ainsi dire qu'il s'agit ici d'une application essentiellement inertielle.

On présélectionne alors le moteur NX310EAI(Parker, n.d.) dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Vitesse nominale : 2867 tr/min en monophasé (230 V) ;
- Couple nominal : 1,48 N.m en monophasé ;
- Couple Pic : 6,6 N.m ;
- Inertie du rotor : $J_m = 7,9.10^{-5} \text{ kg.m}^2$;
- Puissance nominale : 870 W.

Calcul de l'inertie totale équivalente ramenée à l'arbre du moteur en vue de la détermination du couple nécessaire en tenant compte du moteur(Binet, 2007):-

$$J_e = j_m + j_r + \frac{j_t + (K^2 \times M_t)}{r^2} \quad (43)$$

$$J_e = j_m + j_r + j_c$$

Avec :

- $J_m = 7,9.10^{-5} \text{ kg.m}^2$;
- $J_r = 4.10^{-6} \text{ kg.m}^2$;
- $J_c = 1,28.10^{-4} \text{ kg.m}^2$

A.N :

$$J_c = 2,11.10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Calcul du couple d'accélération à la sortie du moteur :-

$$C_{ma} = \frac{J_e \times \gamma_{\max} \times r}{r_m} \quad (44)$$

Avec :

- $J_c = 2,11.10^{-4} \text{ kg.m}^2$;
- $r = 30$;
- $r_m = 0,065$;
- $\gamma_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$

A.N :

$$C_{ma} = 1,266 \text{ N.m}$$

Calcul du couple permanent à la sortie du moteur :-

$$C_r = \frac{r_m \times F_{fri}}{\eta_{poulie \text{ courroie}} \times \eta_{réducteur} \times r} \quad (45)$$

Avec :-

- $r = 30$;
- $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
- $r_m = 0,065$;
- $\eta_{poulie \text{ courroie}} = 0,95$;
- $\eta_{réducteur} = 0,84$ (Parker, n.d.)

A.N :

$$C_r = 0,059 \text{ N.m}$$

Calcul du couple total (couple crête) :-

$$C_t = C_{ma} + C_r \quad (46)$$

Avec :

- $C_{ma} = 1,266 \text{ N.m}$;
- $C_r = 0,059 \text{ N.m}$

A.N :

$$C_t = 1,325 \text{ N.m}$$

On remarque que le couple nécessaire pour l'accélération du moteur C_{mm} est pratiquement égal à la moitié du couple total et :

$$C_{mm} = \frac{J_m \times r \times \gamma_{\max}}{r_m} \quad (47)$$

Avec :

- $r_m = 0,065$;
- $r = 30$;
- $J_m = 7,9.10^{-5} \text{ kg.m}^2$;
- $\gamma_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$

A.N :

$$C_{mm} = 0,474 \text{ N.m}$$

Vérification du couple-vitesse du moteur sur les courbes du constructeur (Parker, n.d.) :-

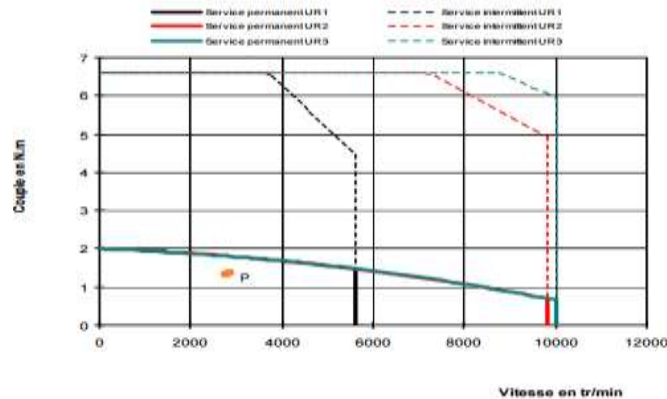


Figure 8:- Courbe Caractéristique du couple-vitesse du moteur NX310EAI

Le point de fonctionnement (vitesse maximale-couple maximal) est à l'intérieur de la zone permanente sur le diagramme vitesse-couple du moteur, représenté par le point p sur la figure 8. On constate que la marge de couple est un suffisante et on n'utilise à peine 50 % de la gamme de vitesse.

Vérification de la puissance à la sortie du moteur(Binet, 2007) :

C'est la somme de la puissance d'accélération et de la puissance permanente.

Calcul de la puissance d'accélération P_a :-

$$P_a = M_t \times a_{\max} \times V_{\max} \quad (48)$$

Avec :

- $M_t = 22,65 \text{ kg}$;
- $\gamma_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$;
- $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$

A.N :

$$P_a = 191,4 \text{ W}$$

Calcul de la puissance permanente P_p :-

$$P_p = \frac{F_{fri} \times V_{\max}}{\eta_{\text{poulie courroie}} \times \eta_{\text{réducteur}}} \quad (49)$$

Avec :

- $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
- $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$;
- $\eta_{\text{poulie courroie}} = 0,95$;
- $\eta_{\text{réducteur}} = 0,84$

A.N :

$$P_p = 17,97 \text{ W}$$

Calcul de la puissance totale P_t :-

$$P_t = P_a + P_p \quad (50)$$

Avec :

- $P_a = 191,4 \text{ W}$;
- $P_p = 17,97 \text{ W}$

A.N :

$P_t = 209,37 \text{ W}$

La puissance à la sortie du moteur est donc $P_t = 209,37 \text{ W}$ et elle est inférieure à la puissance nominale du moteur choisi. Ce qui nous permet choisir le moteur NX310EAI présélectionné (Parker, n.d.).

Résultats:-

Les paramètres caractéristiques obtenus suite aux dimensionnements et rapportés aux recommandations de la littérature et des normes sont montrés dans le tableau 3. L'équipement est équipé d'un groupe moto réducteur Parvex ayant une puissance de 0,87 kW et un couple nominal de 1,48 N.m à 2867 tr/min avec un rapport de réduction égale à 30 assurant une vitesse de convoyage à 0,65 m/s grâce à deux poulies dentées standard de type AT20 munies d'une courroie. Les matériaux entrant en contact avec le produit traité sont en acier doux peint avec de la peinture alimentaire.

Tableau 3:-Caractéristiques techniques de la trieuse

Paramètres	Spécifications
Source d'énergie	Electrique / groupe électrogène / solaire
Puissance motrice à 2867 tr/min (kW/monophasé)	0,87
Rapport de réduction du réducteur	30:1
couple nominal moteur (N.m)	1,48
Vitesse de rotation du moteur (tr/min)	2867
Vitesse de sortie du réducteur (tr/min)	95,54
Vitesse linéaire de convoyage (m/s)	0,65
Diamètre de la poulie motrice (mm)	130,87
Diamètre de la poulie réceptrice (mm)	239,10
Encombrement dimensionnel d'un bras racleur (L x l) (mm)	250 x 100
Capacité de charge de la trémie (kg)	50
Hauteur du canal de collecte des produits par rapport au sol (mm)	450
Productivité à l'heure (kg/h) souhaitée	500

Discussion:-

La trieuse de mangue offre plus d'avantages par rapport à la méthode manuelle de tri des mangues qui est d'ailleurs très fastidieuse et prend plus de temps (Rey et al., 2014)(Kitinoja et al., 1998). La trieuse réduit la pénibilité du travail dû faite de sa mécanisation tout en donnant un meilleur rendement au travail. Elle est capable de fonctionner en continu sur plus de 8 heures de travail par jour (Texrope, 2006) ce qui réduit considérablement le temps mis pour le tri des mangues comparativement à la méthode traditionnelle ou le travail est discontinu et manuel. Les différentes formes de mangues obtenues à l'issue du tri sur la trieuse sont plus ou moins identiques et le changement des mailles de l'anneau de calibrage est possible selon la forme recherchée. Les résultats au tri sont comparables à ceux de (Letorey, 1966). La trieuse de mangue est issue d'une fabrication locale, comparativement aux autres trieuses mécanisées existantes qui sont pour la majeure partie des cas importées. Sa conception satisfait aux normes de sécurité et d'hygiène alimentaire et son coût de fabrication est relativement moins cher (1 216 462 francs) comparativement aux machines d'origines asiatiques. Elle est peu complexe dans son utilisation et dans sa maintenance d'autant plus que ses pièces de rechange sont disponibles et facilement accessibles par rapport aux autres trieuses existantes (Shandong, 2014).

Conclusion:-

La trieuse dimensionnée est nécessaire dans la chaîne de traitement des mangues après cueillette pour la commercialisation en raison des avantages (réduction de la pénibilité du travail, amélioration du rendement au travail, etc.) qu'elle offre par rapport à la méthode traditionnelle de tri manuel. Le dimensionnement a pris en compte le fonctionnement, l'ergonomie et la maintenance de l'équipement dans la conception. Aussi les bras

racleurs sont facilement accessibles et peuvent être facilement maintenus périodiquement, et la table peut être nettoyée après chaque utilisation.

Le dimensionnement nous a permis de choisir les composants de la machine à savoir, les bras racleurs et leur système d'ancrage, le groupe moto réducteur nécessaire au bon fonctionnement du système et les courroies de transmission adéquates. Les résultats nous permettent de réaliser les dessins détaillés des pièces unitaires et de passer à la fabrication de l'équipement.

Divulgarion des conflits d'intérêts:-

Les auteurs déclarent qu'il n'y a aucun conflit d'intérêts.

Références Bibliographiques:-

1. O. BA, «*« Semaine régionale de la mangue » : Des Etats de l'Afrique de l'ouest adoptent une politique commune,*» le soleil, 01 juin 2016. [En ligne]. <http://www.lesoleil.sn/2016-03-22-23-21-32/item/50418>.
2. M. REYNES et E. ODOUX, «*La transformation de la mangue pour le Compte du CENTRE AGRO-ENTREPRISE (CAE) Mali Sustainable Economic Growth,*», 1999.
3. J.-Y. REY, T. M. DIALLO, H. VANNIÈRE, C. DIDIER, S. KÉITA et M. SANGARÉ, «*La mangue en Afrique de l'Ouest francophone : variétés et composition variétale des vergers,*» Montpellier, 2014.
4. L. KITINOJA et A. KADER, «*Methodes de Manutention Post-Recolte pour Petits Exploitants : Un Manuel pour les Cultures Horticoles,*» Californie, 1998.
5. Texrope, «*Courroies trapézoïdale Texrope : Méthode de calcul* », 2006.
6. Shandong Longkou Weiming Machinery Co., Ltd, «*Shandong Longkou Weiming Machinery Co., Ltd,*» 11 Juillet 2014. http://fr.made-in-china.com/co_ww0033/product_Mango-Grading-Machine-Onions-Grading-Machine-Pear-Sorting-Machine_hhrqheuny.html.
7. Binder Magnetic, «*Transmissions synchrones Courroies, Poulies pour l'industrie.*»
8. F. BINET, «*Le dimensionnement d'une motorisation d'axe,*» 2007.
9. Binder transmission, «*COURROIES POLYURÉTHANNE Méthode de calcul.*»
10. Brushless Parvex, «*Servomoteurs brushless Série NX 0,45 à 64Nm.*»
11. AUDIN, 7 Janvier 2016. <http://www.audin.fr/pdf/documentations/ssd-drives/servomoteurs/GX.pdf>.
12. Parker, 5 Novembre 2016 https://www.parker.com/literature/SSD%20Drives/Parvex/courbes%20moteurs/Caract%C3%A9ristiques%20couple_vitesse%20moteurs%20NX.pdf.
13. J. LETOREY. Le calibrage de l'ananas en vue de l'exportation en frais. Institut Français de Recherches Fruitières Outre-Mer, Fruits, vol. 21, n° 2, février 1966, p. 139 à 144, 1966.