

Dimensionnement d'une découpeuse de tubercules intégrée à la chaîne de valeur de cossettes

[Sizing of a tuber cutter integrated in the cossettes value chain]

Lingani Abdel Kader Hounsouho^{1,2}, Ye Siédouba Georges^{1,2}, and Kam Sié²

¹Centre National de la Recherche Scientifique et Technologique (CNRST), Institut de Recherche en Sciences Appliquées et Technologies (IRSAT) -Département Mécanisation (DM), 03 BP 7047 Ouagadougou, Burkina Faso

²Université Joseph KI-ZERBO, Unité de Formation en Sciences Exactes et Appliquées (UFR, SEA), Laboratoire d'Energies Thermiques Renouvelables (L.E.T.RE), 10 BP 13495 Ouagadougou, Burkina Faso

Copyright © 2021 ISSR Journals. This is an open access article distributed under the *Creative Commons Attribution License*, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

ABSTRACT: Tubers (cassava, yam and sweet potato) are among the food agricultural products of the populations of Burkina Faso. These tuber roots are perishable and deteriorate easily. Therefore, post-harvest treatment is necessary to improve their shelf life. This study relates to the sizing of a tuber cutter-machine. The tubers cutter has a 1430 x 600 x 1060 mm frame clutter, two hoppers with a capacity of 2.90 dm³ at work and two cutting chambers. In each of the cutting chambers is a 420 mm diameter-cutting disc, on which are mounted three blades each offset by 120 ° geometrically in the diametral direction. The cutting discs in each chamber are driven by the same electric motor of 4 kW at 1500 rpm for an empty working speed 450 rpm. The transmission system is composed of: a shaft transmission, two (02) pulleys with two grooves of diameter 100 and 333.33 mm and, two (02) type C trapezoidal belts. Shaft has a diameter of 35 mm and is carried by two SKF type bearings for rool ball bearing.

KEYWORDS: Sizing, development, mechanical, cutter, tubers.

RESUME: Les tubercules (manioc, igname et patate douce) font partie des produits agricoles alimentaires des populations au Burkina Faso. Les racines de tubercules sont périssables et se détériorent facilement. Par conséquent, un traitement post-récolte est nécessaire pour améliorer leur durée de conservation. Cette étude porte sur le dimensionnement/développement d'une découpeuse de tubercule. La découpeuse comporte un châssis d'encombrement de 1430 x 600 x 1060 mm, deux trémies d'une capacité de 2,90 dm³ au travail et deux chambres de coupe. Dans chacune des chambres de coupe se trouve un disque de coupe de diamètre 420 mm, sur lequel sont montés trois lames décalées chacune de 120° géométriquement dans le sens diamétral. Les disques sont tractés par un même moteur électrique de 4 kW à 1500 tr/min pour une vitesse de travail à vide de 450 tr/min. Le système de transmission est composé: d'un axe/arbre de transmission, de deux (02) poulies à deux gorges de diamètre 100 et 333,33 mm et, de deux (02) courroies trapézoïdales de type C. L'axe/arbre de transmission a un diamètre de 35 mm et est porté par deux paliers de type SKF pour roulement à rotule sur billes.

MOTS-CLEFS: Dimensionnement, développement, mécanique, découpeuse, tubercules.

1 INTRODUCTION

La production agricole au Burkina Faso est très diversifiée. Les principales spéculations produites sont 4953257 t de céréales, 563331 t d'oléagineux, 216291 t de légumes, 111737 t de tubercules et 77 183 t de fruits [1]. Des études nous révèlent que les tubercules occupent une place importante dans l'alimentation au Burkina Faso avec une consommation de 8,9 kg/habitant/an en 2013. Ils sont consommés sous forme de plats traditionnels (placali, attiéké, foutou, etc.) [2] et sont sources de multiples produits dérivés. Cependant, les méthodes traditionnelles de transformation des tubercules en cossettes présentent des insuffisances opérationnelles dans leur procédé. Les farines issues de ces cossettes sont de qualité inférieure [3] à cause des opérations réalisées manuellement (à l'aide de couteaux), et dans des conditions hygiéniques et alimentaires insalubres [4] et [5]. Ces opérations sont assez fastidieuses et sont gourmandes en temps de réalisation [4]. Une des réponses à cette problématique est la mécanisation

opérationnelle du procédé de production des cossettes. Ce travail a pour objectif le dimensionnement d'une découpeuse de tubercules intégrée à la chaîne de valeur de cossettes. Cette étude nous permettra de choisir les pièces constitutives de la machine.

2 MATÉRIEL ET MÉTHODES

2.1 METHODE DE DIMENSIONNEMENT

Le dimensionnement de la découpeuse de tubercules est basé sur la statique, la cinématique et la dynamique.

2.2 DESCRIPTION DE LA DECOUPEUSE DE TUBERCULES

La découpeuse de tubercules (Figure1) est une machine consacrée uniquement au découpage en tranche d'épaisseurs différentes du manioc, de la patate douce et de l'igname, afin de faciliter leur transformation en cossettes, et leur commercialisation sur le marché local et international. La figure 1 montre une découpeuse ouverte laissant voir les différents modules à savoir le châssis (1) avec les capots de protection (2), le système de transmission poulie-courroie tracté par un moteur électrique (3), les chambres de découpage muni de deux disques de découpe (4), une trémie horizontale (5) et une trémie oblique (6) inclinée de 30° par rapport à l'axe porte-disques (7). Deux bacs de récupération sont apportés sous la machine au moment du travail pour recueillir le produit fini. Les disques porte-lames de coupe, dans les chambres de découpage, sont portés par le même axe assis sur deux paliers. Chaque disque porte trois lames décalées chacune de 120° l'une par rapport à l'autre géométriquement dans le sens diamétral.

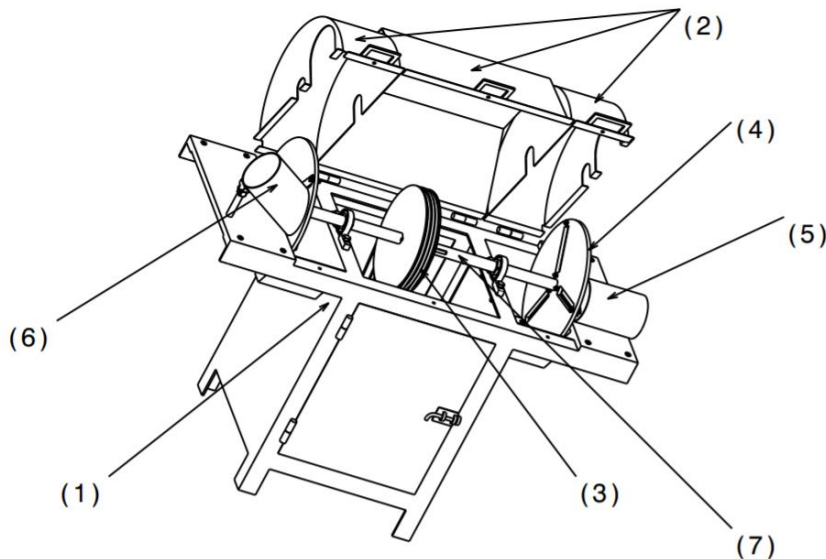


Fig. 1. Dessin d'ensemble de la découpeuse réalisé sur CATIA V5R20

2.3 DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE TRANSMISSION ET CHOIX DU MOTEUR

2.3.1 LE POIDS DES POULIES

Déterminons d'abord le poids P_t exercé par les deux poulies, les disques et l'arbre moteur tout en négligeant le poids des courroies.

- Calcul du poids P_t de l'ensemble (2 poulies + 2 disques de coupes + axe des disques de coupe) tout en néglige la masse des courroies (équation 1):

$$P_t = M_t \times g \tag{1}$$

Avec:

- M_t la masse de l'ensemble (2 poulies + 2 disques de coupes + axe des disques de coupe), $M_t = 43,78$ kg;
- g l'accélération de la pesanteur, $g = 9,8$ m/s²

AN:

$$P_t = 429,04 \text{ N}$$

2.3.2 LA PUISSANCE

La puissance permanente P_p de l'ensemble du système en mouvement. Pour ce faire déterminons d'abord la vitesse linéaire V de la courroie/du système:

- Calcul de la vitesse linéaire V de la courroie/du système [6]. Elle est définie selon l'équation 2.

$$V = \frac{\pi \times n_m \times d_m}{30 \times 2} \quad (2)$$

Avec:

- d_m le diamètre de la poulie motrice, $d_m = 100$ mm;
- n_m la vitesse de rotation de la poulie motrice, $n_m = 1500$ tr/min

$$V = 7850 \text{ mm / s} = 7,85 \text{ m/s}$$

- La puissance permanente P_p de l'ensemble est définie selon l'équation 3:

$$P_p = \frac{P_t \times V}{\eta_{\text{poulie courroie}}} \quad (3)$$

Avec:

- $V = 7,85$ m/s;
- $P_t = 508,04$ N;
- $\eta_{\text{poulie courroie}}$ le rendement poulie courroie, $\eta_{\text{poulie courroie}} = 0,95$

$$P_p = 3367,1 \text{ W} \approx 3,4 \text{ kW}$$

La puissance mécanique P_m du moteur doit être supérieure à la puissance permanente de l'ensemble majoré de 10% pour des raisons de sécurité et d'utilisation [7]. Les forces de coupe à la vitesse de 7,85 m/s sont négligeables selon [7].

Ce qui vaut: $P_m > (1,1 \times P_p) \Rightarrow P_m > 3,74 \text{ kW}$. Nous utiliserons alors un moteur électrique de puissance 4 kW à 1500 tr/min.

2.3.3 DIMENSIONNEMENT DE L'AXE PORTE-DISQUES

Sachant que l'axe porte disque supporte différentes forces en action, il est nécessaire de vérifier sa résistance qui dépend fortement de son diamètre et du type d'acier utilisé pour sa fabrication.

- Détermination des réactions aux appuis

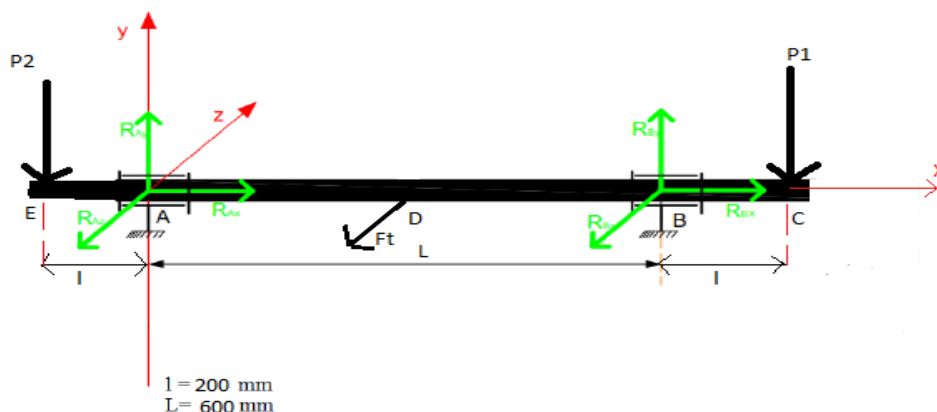


Fig. 2. Efforts sollicitant l'arbre porte-poulies

- **Calcul des poids P_1 du disque de coupe 1 et P_2 du disque de coupe 2 exercés sur l'arbre porte-poulies (Figure 2) au point C et E puis déduisons en leur poids total P:**

La masse M_d d'un disque sur l'arbre est calculée en utilisant les équations 4, 5 et 6.

$$M_d = \rho \times e \times \pi \times r_d^2 \quad (4)$$

Avec:

- ρ la masse volumique d'un disque en acier S185, $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$;
- e l'épaisseur d'un disque, $e = 0,005 \text{ m}$;
- r_d le rayon d'un disque, $r_d = 0,210 \text{ m}$

A.N:

$$M_d = 5,40 \text{ kg}$$

Calculons alors le poids P_1 du disque de coupe 1, le poids P_2 du disque de coupe 2 et leur poids total P exercé sur l'arbre porte-poulies:

$$P_1 = P_2 = M_d \times g \quad (5)$$

Et

$$P = P_1 + P_2 \quad (6)$$

Avec:

- $M_d = 5,40 \text{ kg}$;
- g l'accélération de la pesanteur, $g = 9,8 \text{ m/s}^2$

AN:

$$P_1 = P_2 = 52,92 \text{ N}$$

Et

$$P = 105,84 \text{ N}$$

- **Calcul de la force de tension de courroie F_t :**

Le moteur tourne à une vitesse de 1500 tr/min pour offrir une puissance P, $P = 4000 \text{ W}$ soit 4 kW. On a:

$$F_t = \left(\frac{C \times 2,75}{0,75 \times r_r} \right) \quad (7)$$

Et

$$C = \frac{30 \times P}{\pi \times N} \quad (8)$$

Avec:

- $P = 4000 \text{ W}$;
- C le couple en N.m;
- N la vitesse de rotation du moteur, $N = 1500 \text{ tr/min}$;
- r_r le rayon de la poulie réceptrice, $r_r = 0,166 \text{ m}$

Calculons alors le couple C puis déduisons la force de tension des courroies F_t :

$$C = 25,48 \text{ Nm}$$

D'où

$$F_t = 562,81 \text{ N}$$

Isolons l'arbre de transmission portant les disques de coupe et appliquons-lui les efforts extérieurs. Soit la configuration suivante:

$$\text{En A: liaison pivot. Cela donne } \vec{R}_{Ax}, \vec{R}_{Ay}, \vec{R}_{Az} \text{ et } \vec{M} = \vec{0} \quad (9)$$

$$\text{En B: liaison pivot. Cela donne } \vec{R}_{Bx}, \vec{R}_{By}, \vec{R}_{Bz} \text{ et } \vec{M} = \vec{0} \quad (10)$$

Bilan des forces appliquées sur l'arbre $\Sigma \vec{F}$

En projetant les forces dans le repère (A, \vec{x} , \vec{y} , \vec{z}) on obtient:

$$\Sigma \vec{F} \quad \left| \begin{array}{l} R_{Ax} + R_{Bx} = 0 \\ -P + R_{Ay} + R_{By} = 0 \\ R_{Az} + R_{Bz} + F_t = 0 \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (11) \\ (12) \\ (13) \end{array}$$

Bilan des moments appliqués sur l'arbre $\Sigma \vec{M}$

Déterminons les moments par rapport au point A

$$\Sigma \vec{M}_{/A} = \vec{M}_{A/A} + \vec{M}_{D/A} + \vec{M}_{B/A} + \vec{M}_{C/A} + \vec{M}_{E/A} = \vec{0} \quad (14)$$

$$\vec{0} + \vec{EA} \wedge \vec{P}_2 + \vec{AB} \wedge \vec{R}_B + \vec{AD} \wedge \vec{F}_t + \vec{BC} \wedge \vec{P}_1 = \vec{0} \quad (15)$$

En projetant ces moments dans notre repère, on obtient:

$$EA\vec{x} \wedge (-P_2)\vec{y} + (AB\vec{x} \wedge R_{By}\vec{y} + AB\vec{x} \wedge R_{Bz}\vec{z}) + AD\vec{x} \wedge F_t\vec{z} + BC\vec{x} \wedge (-P_1)\vec{y} = \vec{0} \quad (16)$$

$$(-P_2*EA)\vec{z} + (AB*R_{By})\vec{z} - (AB*R_{Bz})\vec{y} - (AD*F_t)\vec{y} - (BC*P_1)\vec{z} = \vec{0} \quad (17)$$

$$[(-P_2*EA) - (BC*P_1) + (AB*R_{By})]\vec{z} - [(AB*R_{Bz}) + (AD*F_t)]\vec{y} = \vec{0} \quad (18)$$

$$\Sigma \vec{M}_{F_{ext}} \quad \left| \begin{array}{l} - [(AB*R_{Bz}) + (AD*F_t)]\vec{y} = \vec{0} \\ \text{et} \\ [(-P_2*EA) - (BC*P_1) + (AB*R_{By})]\vec{z} = \vec{0} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (19) \\ (20) \end{array}$$

Déterminons R_B en utilisant les équations:

$$R_{Bz} = -\frac{AD*F_t}{AB}\vec{y} \quad (21)$$

A.N:

$$R_{Bz} = -281,4N$$

$$R_{By} = \frac{(P_1*BC) + (P_2*EA)}{AB}\vec{z} \quad (22)$$

A.N:

$$R_{By} = 35,28 N$$

Déduisons R_A à l'aide des équations:

$$R_{Ay} = P - R_{By} \quad (23)$$

A.N:

$$R_{Ay} = 70,56 \text{ N}$$

$$R_{Az} = -R_{Bz} - F_t \quad (24)$$

A.N:

$$R_{Az} = -281,41 \text{ N}$$

• Détermination du diamètre de l'arbre

Tableaux de synthèses des forces de cohésion sur l'arbre

Le tableau 1 présente la synthèse des forces de cohésion et les sections les plus chargées tableau 2.

Tableau 1. Synthèse des forces de cohésion

Position	E à A (mm)	A à D (mm)	D à B (mm)	B à C (mm)
Variation de x (mm)	$0 \leq x < 200$	$200 \leq x < 500$	$500 \leq x < 800$	$800 \leq x < 1000$
T_y (N.mm)	$-P_2 = 52,92$	$-(-R_{Ay} + P_2) = 17,64$	$-(P_2 - R_{Ay} - R_{By}) = 52,92$	$-(P_2 + P_1 - R_{Ay} - R_{By}) = 0$
M_f (y) (N.mm)	$-P_2 * x = 52,92 * x$	$-(-R_{Ay} + P_2) * x = 17,64 * x$	$-(P_2 - R_{Ay} - R_{By}) * x = 52,92 * x$	$-(P_2 + P_1 - R_{Ay} - R_{By}) * x = 0$
T_z (N.mm)	0	$-R_{Az} = 281,41$	$-R_{Az} = 281,41$	$-(R_{Az} + R_{Bz}) = 562,81$
M_f (z) (N.mm)	0	$-R_{Az} * x = 281,41 * x$	$-R_{Az} * x = 281,41 * x$	$-(R_{Az} + R_{Bz}) * x = 562,81 * x$
M_t (x) (N.mm)	0	0	0	0

Tableau 2. Détermination de la section la plus chargée

Position	B	C
T_y (N)	52,92	0
M_f (y) (N)	42336	0
T_z (N)	281,41	562,81
M_f (z) (N)	225128	562810

La section à droite de B est la plus chargée, tant sur les moments de flexion suivant y que sur z. Les forces T_y et T_z sont négligeables devant les moments de flexion. Nous dimensionnerons l'arbre suivant les moments de flexion.

• Déterminons le diamètre de l'arbre:

La contrainte normale maximale doit être toujours inférieure à la résistance pratique élastique R_{pe} du matériau ($R_{pe} = \frac{R_e}{s}$ avec R_e la limite apparente d'élasticité; et s le coefficient de sécurité) [9], [6].

Condition de résistance (équations 25, 26, 27, 28, 29 et 30):

$$\tau_{max} \leq R_{pe} \quad (25)$$

$$\tau_{max} = \frac{Mf}{I/v_0} \Rightarrow \frac{Mf}{I/v_0} \leq R_{pe} \quad (26)$$

$$I/v_0 = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (27)$$

$$\tau_{max} = \frac{16 * Mf}{\pi * d^3} \Rightarrow \frac{16 * Mf}{\pi * d^3} \leq R_{pe} \quad (28)$$

$$\text{On aura: } d \geq \sqrt[3]{\frac{16 * Mf}{\pi * R_{pe}}} \quad (29)$$

Avec:

- τ_{max} la contrainte normale;
- M_f le moment fléchissant, $M_f = 562810$ N;
- I_{vo} le moment quadratique.

Nous choisissons un acier fortement allié pour une faible limite d'élasticité et réalisé en acier de construction mécanique type E335 avec une limite minimale d'élasticité. On sait que $1\text{MPa} = 1\text{N/mm}^2$, déterminons d'abord on Rpe on a:

$$R_{pe} = \frac{R_e}{S} \quad (30)$$

- $R_e = 185$ MPa;
- S le coefficient de sécurité, $S = 2,5$

AN:

$$R_{pe} = 74 \text{ N/mm}^2$$

d'où

$$d \geq 33,84 \text{ mm}$$

Pour assurer une bonne résistance de l'arbre, nous allons prendre pour diamètre 35 mm réalisé en acier de construction mécanique type E335 (limite élastique 335 MPa) sur lequel on usinera des épaulements de diamètre $\varnothing \geq 25$ mm pour la fixation des disques de coupe.

2.3.4 CHOIX DES ROULEMENTS ADAPTÉS AUX PALIERS DE L'AXE PORTE-DISQUES

L'arbre des deux disques de coupe est porté par deux paliers contenant chacun un roulement aux points A et B.

- **Calcul de l'effort maximal RB appliqué aux paliers [9] selon l'équation 31:**

$$R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = 221,3488 \text{ N} = 22,1388 \text{ daN} \quad (31)$$

Avec:

- $R_{Bz} = -281,4$ N;
- $R_{By} = 35,28$ N

AN:

$$R_B = 283,60 \text{ N}$$

Les calculs montrent que l'effort axial est nul. Cependant dans le cas d'un mauvais alignement des poulies ou au démarrage, après la mise en place de la courroie, des contraintes axiales peuvent naître. Il faut alors les absorber pour assurer une bonne durée de vie des roulements. Pour cette raison, le choix porte sur des roulements à rotule sur billes sur manchon de serrage, car ceux-ci supportent des charges radiales et axiales relativement importantes.

On choisira alors deux paliers SKF de référence SNL 508 TA pour roulement à rotule sur billes de type 2208 EK avec manchon de serrage de type H 308 avec pour D_{arbre} 35 mm [10].

2.3.5 DIMENSIONNEMENT DU SYSTÈME DE TRANSMISSION POULIE- COURROIES

La transmission doit répondre aux charges maximales pour satisfaire les besoins de l'utilisateur, sans glissement pour être avec:

- Une adaptabilité au moteur électrique;
- Une fiabilité des pièces et leur disponibilité;
- Une résistance des pièces à l'usure et à la rupture;
- Une fonctionnalité ergonomique acceptable des pièces;
- Un faible coût d'acquisition des pièces.

Détermination du rapport de transmission:

Le rapport de transmission est calculé selon l'équation 32

$$\text{Le rapport de transmission} = \frac{n_r}{n_m} = 0,3 \quad (32)$$

Avec:

- n_r la vitesse de rotation de la poulie réceptrice, $n_r = 450$ tr/min;
- n_m la vitesse de rotation de la poulie motrice, $n_m = 1500$ tr/min

- **Choix de la distance entre les axes des poulies de transmission. Les équations 33, 34 permettent de calculer l'entraxe [7].**

Pour le calcul du rapport $\frac{d_r}{d_m}$ on prendra l'équation 34:

$$\text{Le rapport} \frac{d_r}{d_m} = 3,33 \quad (33)$$

Avec:

- d_m le diamètre de la poulie motrice, $d_m = 100$ mm;
- d_r , le diamètre de la poulie réceptrice, $d_r = 333,33$ mm

L'entraxe a doit être supérieure ou égale à d_r ($a \geq d_r$) car $\frac{d_r}{d_m} > 3$ on prendra l'équation 35 pour le calcul de la limite de l'entraxe a :

$$a < 3 \times (d_m + d_r) \quad (34)$$

A.N:

$$a < 1299,99 \text{ mm}$$

Pour des raisons d'utilisation (encombrement), on retiendra $a = 600$ mm [7].

- **Calcul de la longueur primitive de la courroie [7]:**

$$L_p = 2 \times a + 1,57 \times (d_m + d_r) + \frac{(d_r - d_m)^2}{4 \times a} \quad (35)$$

Avec:

- L_p la longueur primitive courroie à calculer;
- a l'entraxe retenu, $a = 600$ mm;
- d_m le diamètre de la poulie motrice, $d_m = 100$ mm;
- d_r le diamètre de la poulie réceptrice, $d_r = 333,33$ mm

A.N:

$$L_p = 1904 \text{ mm};$$

Choix du type et du nombre de courroies à utiliser:

Le moteur électrique tourne à 1500 tr/min et l'arbre de transmission à 450 tr/min et travaillant au moins 8 heures par jour (avec un arrêt d'une heure de pause). Cette courroie devra transmettre une puissance théorique $P_c = 3,74$ kW. Nous utiliserons des courroies trapézoïdales de type C au vu de la puissance P obtenue afin de réduire le nombre de courroies à utiliser [7].

- **Vérification de la puissance brute transmissible par courroie P_0**

$$P_0 = 4,41 \text{ kW d'après [7]}$$

- **Détermination du facteur d'arc a**

$$a = 0,99 \text{ d'après [7]}$$

- **Détermination du facteur de longueur C_L de la courroie:**

$C_L = 0,853$ d'après [7]

• **Calcul du nombre de courroies n selon l'équation 36:**

$$n = \frac{P_p \times S}{P_0 \times a \times C_L} \quad (36)$$

Avec:

- S le facteur de service, $S = 1,10$;
- P_0 la puissance brute transmissible par courroie, $P_0 = 4,41$ kW;
- P_p la puissance Permanente, $P_p = 3,4$ kW;
- C_L le facteur de longueur de la courroie, $C_L = 0,853$;
- a le facteur d'arc, $a = 0,99$

AN:

$$n = \frac{3,4 \times 1,10}{4,41 \times 0,99 \times 0,853}$$

$n = 1,01$

Le nombre de courroies nécessaire au bon fonctionnement du système doit être supérieur ou égal à 1,01. Pour des raisons de sécurité, nous prendrons trois (02) courroies trapézoïdales de type C - 22 X 14 de référence 22X1880La C73 1/2 [7].

3 RÉSULTATS

3.1 CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES DE LA DÉCOUPEUSE

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 moteur électrique d'une puissance de 4 kW à 1500 tr/mn pour une vitesse de travail de 450 tr/mn assurée par deux poulies en aluminium de diamètres 100 mm pour la poulie motrice et 333,33 mm pour la poulie réceptrice. Pour maîtriser les vibrations, les flexions au travail et avoir une résistance fiable, un arbre de diamètre 35 mm porte la poulie réceptrice de 333,33 mm de diamètre. Les matériaux entrant en contact avec le produit travaillé sont en acier doux peint avec de la peinture alimentaire.

Tableau 3. Caractéristiques techniques de la découpeuse

Paramètres	Spécifications
Source d'énergie	Electrique ou solaire
Puissance motrice à 1500 tr/min (kW/triphasé ou monophasé)	4
Vitesse de rotation du moteur (tr/min)	1500
Vitesse de travail à vide (tr/min)	450
Encombrement (L x l x H) (mm)	1430 x 600 x 1060
Diamètre de la poulie motrice (mm)	100
Diamètre de la poulie réceptrice (mm)	333,33
Diamètre et épaisseur de chaque disque de coupe (mm)	D = 420; e = 5
Encombrement dimensionnel de la lame de coupe (L x l x e) (mm)	185 x 30 x 2,5
Matériaux des poulies	Aluminium
Matériaux du châssis, des capots et flasques de protection des têtes de travail et des supports de fixation des trémies	Acier ordinaire peint, contreplaqué en bois
Matériaux des disques de coupe, des lames de coupes et des trémies	Acier inoxydable
Volume de chaque trémie (dm ³)	2,90
Hauteur du canal de collecte des produits par rapport au sol (mm)	626
Productivité à l'heure (kg/h) souhaitée	500

4 DISCUSSION

La découpeuse de tubercules offre plus d'avantages par rapport à la méthode traditionnelle de découpe des tubercules qui est d'ailleurs très fastidieuse et rudimentaire [4] et [5]. La découpeuse réduit la pénibilité du travail dûe à 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 [7] ce qui réduit considérablement le temps mis pour la découpe du produit comparativement à la méthode traditionnelle où le travail est discontinu et manuel. Les épaisseurs des tranches obtenues sur la découpeuse sont uniformes et réglables ce qui est quasi impossible avec la méthode traditionnelle à cause de l'irrégularité des tranches. La découpeuse de tubercule est issue d'une fabrication locale, comparativement aux autres découpeuses 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 (958 825 francs) par rapport 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 découpeuses existantes [11].

5 CONCLUSION

La découpeuse dimensionnée est nécessaire dans la chaîne de transformation des tubercules en cossettes à moyenne échelle 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. Le dimensionnement a pris en compte le fonctionnement, l'ergonomie et la maintenance de l'équipement dans la conception. Ainsi les disques de coupe sont facilement accessibles et peuvent être nettoyés après chaque utilisation. Le dimensionnement nous a permis de choisir les composants de la machine à savoir le diamètre de l'arbre porte disques, les disques porte-lames de coupe, le type de palier à installer, le moteur 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.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient International Science Program (ISP) pour avoir soutenu le groupe de recherche BUF 01 et permis de mener ce travail de recherche.

REFERENCES

- [1] FAOSTAT, « Données de l'alimentation et de l'agriculture », 2019. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.fao.org/faostat/fr/#home>. [Consulté le: 29-oct-2019].
- [2] Vernier P., N'Zué B. et Zakhia-Rozis N., *Agricultures tropicales en poche : Le manioc, entre culture alimentaire et filière agro-industrielle*, Quæ. Wagenengen, 2018.
- [3] CTA, « Fabrication de cossettes et de farine de patate douce », Collection Guide Pratique du CTA, No 6, 2008.
- [4] Fiagan et Chinsman, « Techniques post-récoltes appropriées aux plantes-racines et aux tubercules, en Afrique : évaluation et améliorations recommandées. plantes-racines tropicales : les plantes-racines et la crise alimentaire en Afrique », Compte rendu du troisième Symp. Trienn. la société Int. pour les plantes-racines Trop. - Dir. Afrique, du 17 au 23 août 1986, Owerri, Niger., 1987.
- [5] Cock J. H., « Cassava : New Potential for a Neglected Crop », 1985.
- [6] Ajibola W. et Babarinde F., « Design and Fabrication of a Cassava Peeling Machine », *Int. J. Eng. Trends Technol.*, vol. 42, no 2, 2016.
- [7] Texrope, « Courroies trapézoïdale Textrope : Méthode de calcul », 2006.
- [8] Lomchangkum C., Junsiri C., Sudajan S., et Laloon K., « A Study on the Mechanical Characteristics of Cassava Tuber Cutter », *Int. J. Agric. Technol.*, vol. 16, no 1, p. 63-76, 2020.
- [9] Olanipekun A. K. et Oluwadare B. S., « Improvement on Design Analysis and Construction of 'Garri' Sieving Machine with Performance Evaluation », *Int. J. Sci. Tech. Res. Eng.*, vol. 1, no 5, 2016.
- [10] SKF, *Catalogue général SKF*. 2006.
- [11] GERES, *Guide d'utilisation des équipements de transformation du manioc*. Zou, Bénin, 2013.