

Etude et conception d'une éplucheuse de manioc

[Study and design of a cassava peeling machine]

**Vodounnou Edmond Claude¹, Semassou Guy Clarence¹, Ahouansou H. Roger¹, Fachola Hermann¹,
and Guidi Tognon Clautide²**

¹Laboratory of Energetics and Applied Mechanics (LEMA), University of Abomey-Calavi, 01 BP 2009 Cotonou, Benin

²Laboratory of Processes and Technological Innovations, National Institute of Industrial Technology (INSTI) of Lokossa,
BP: 133 RB, Lokossa, Benin

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: Cassava production in Benin is estimated at more than 4,5 million tonnes in 2018. Most of this production is for self-consumption and post-processing marketing. The actors in this sector transform fresh cassava into several other products (gari, tapioka, atièkè, lafun, cossette, flour breadmaking...), recognized worldwide and particularly in Africa. From an artisanal processing, the transformers in this sector, have gone through a semi-industrial transformation, thanks to the mechanization of some painful operations that used to consume a lot of time during processing. My job, was to study and design a machine that can peel cassava. This peeling operation was previously done manually using a knife or special manual tools (peelers...) and associated with a significant consumption of working time and the risk of injury and loss. The present machine, must allow the improvement of the safety, the quality of the operation as well as the significant reduction of the duration of execution. It will consist of a wooden drum whose interior is lined with wire brush fibers, driven by a motor (electric or thermal) or by the operator with a pedal, if any.

KEYWORDS: Cassava, processing, peeling, peeling machine.

RESUME: La production de manioc au Bénin, est estimée à plus de 4,5 millions de tonnes en 2018. La majeure partie de cette production est destinée à l'autoconsommation et à la commercialisation après transformation. Les acteurs de cette filière, transforment le manioc frais en plusieurs autres produits dérivés (gari, tapioka, atièkè, lafun, cossette, farine panifiable...), reconnus dans le monde entier et particulièrement en Afrique. D'une transformation artisanale, les acteurs de la filière, sont passés à une transformation semi-industrielle notamment grâce à la mécanisation de quelques opérations pénibles autrefois et très consommatrices de temps. Le présent travail consiste à l'étude et la conception d'une machine pouvant éplucher le manioc. Cette opération d'épluchage, était préalablement effectuée manuellement à l'aide de couteau ou d'outils manuels spéciaux (éplucheurs...) et s'associait avec une importante perte du temps de travail avec des risques de blessure et de perte de produit. La présente machine, doit permettre l'amélioration de la qualité de l'opération, la sécurité au cours du travail ainsi que la réduction significative de la durée d'exécution. Elle est constituée d'un tambour en bois dont l'intérieur est garni de fibres de brosse métalliques, entraîné par un moteur (électrique ou thermique) ou par l'opérateur à l'aide d'une pédale, dans le cas de la machine manuelle.

MOTS-CLEFS: Manioc, transformation, épluchage, éplucheuse.

1 INTRODUCTION

Le manioc (*manihotesculenta*), est reconnu comme l'une des principales sources d'énergie du régime alimentaire des régions tropicales. L'Afrique est placée en tête de la production mondiale avec plus de 154 millions de tonnes. Avec un tel potentiel de production, la nécessité de trouver des moyens efficaces et fiables pour la conservation de ces racines devient indispensable dans le but de continuer à assurer la survie de la filière [2]. Plusieurs autres filières ont enregistré des bonds en 2019: le maïs affiche une progression de 2 % (à 1 580 750 tonnes), le riz de 8 % (à 406 083 tonnes) et le manioc de 5 % (à 4 525 450 tonnes). Les performances les plus élevées ont été enregistrées par le soja qui progresse de 56 %, soit 257 000 tonnes (contre 156 900 tonnes en 2016) et par l'anacarde, la deuxième filière nationale génératrice de devises après le coton, qui bondit de 13 %, soit 130 276 tonnes [3]. Le manioc et l'igname sont de loin les racines et tubercules les plus cultivés au Bénin, avec respectivement 55% et 43% de la production totale des racines et tubercules (R&T) sur le plan national [4]. Cette filière est retenue parmi celles qui sont déclarées prioritaires dans le Plan Stratégique de Relance du Secteur Agricole au Bénin et qui prévoit porter la production agricole à 8,5 millions tonnes/an [5]. Au Bénin, cette conservation est assurée au moyen de la transformation du manioc en de différents produits dérivés, destinés à l'autoconsommation et la commercialisation sur le plan local (pour les petits producteurs), au plan national (pour les PME et groupements) et au plan international (pour les négociateurs grossistes). Ces produits (le gari, l'atièkè, les cossettes de manioc, le tapioca et le lafun) les plus transformés par les producteurs, sont obtenus par des moyens artisanaux ou semi-industriels. En 2004, les quatre principales contraintes à l'expansion de la transformation du manioc au Bénin étaient, l'épluchage, le râpage, le pressage et la cuisson [6]. Pour relever ces contraintes jusqu'alors, les machines comme la râpeuse, la presse à vis hydraulique, des cuiseurs améliorés sont introduites auprès des groupements de femmes et mises à disposition pour tout transformateur. Cependant, jusqu'à présent l'opération de l'épluchage est restée à l'étape manuelle, malgré les diverses tentatives de conception d'une machine efficace, pour servir à cette fin. Par conséquent, le besoin d'une machine efficace et fiable pour éplucher les racines de manioc est largement ressenti. Celle-ci, pourra aider les acteurs de la filière à réaliser leurs projets, améliorer leurs conditions de travail et augmenter considérablement leurs revenus. Plusieurs études ont été conduites dans ce sens. Olouwolé et Adio (2013) ont mis au point une éplucheuse par principe d'abrasion présentant un taux d'épluchage d'épluchage de 70,34% et un taux de brisure de 2%. Alhassan et al. 2018 ont développé aussi une éplucheuse à abrasion dont le taux d'efficacité est évalué à 74%. Adeshina et Olusola (2020) ont aussi développé une éplucheuse ont mis au point une plucheuse pour les racines et tubercule. Cet équipement a été testé avec le manioc, l'igname, la patate et le taro. Cet équipement présente une capacité de 100 kg/h lorsque le régime du tambour est de 700tr/mn et un taux d'efficacité de 63,8%. Les travaux d'Alli et Abolarin (2019) ont permis d'évaluer les performances d'une éplucheuse de manioc. Les résultats de cette étude montrent que l'équipement évalué présente les meilleures performances quand l'axe du tambour tourne à 50 tr/mn. A ce régime la capacité horaire est de 49 kg/h et un taux d'épluchage de 80,9%. Une autre éplucheuse conçu au Nigeria présente un taux d'épluchage de 65,5% (Abdulkadir, 2012). Akene et Oghenevwaire (2020) ont conçu une éplucheuse de manioc présentant une taux d'épluchage de 94,7% mais avec une capacité horaire très faible 75 kg/h. Onyenobi et Ikenga (2019) ont conçu une éplucheuse ayant une capacité par chargement de 20 kg et taux d'efficacité de 80% et une puissance du moteur de 43 watts. Les travaux de Adetan et al. (2006) se sont consacrés à la modélisation de l'épluchage du manioc à l'aide de couteaux. Le model développeprédit un taux d'efficacité de 95,46%. L'épluchage manuel au Bénin et dans la sous-région ouest-africaine se fait à l'aide des couteaux. Deux transformatrices épluchent environ 46 kg/h avec un taux d'épluchage de 100% et un rendement à l'épluchage de 78% [5].

2 MATÉRIELS ET MÉTHODES

2.1 DESCRIPTION DE LA MACHINE PROPOSÉE

La figure 1 est une conception en 3D de l'équipement proposé.

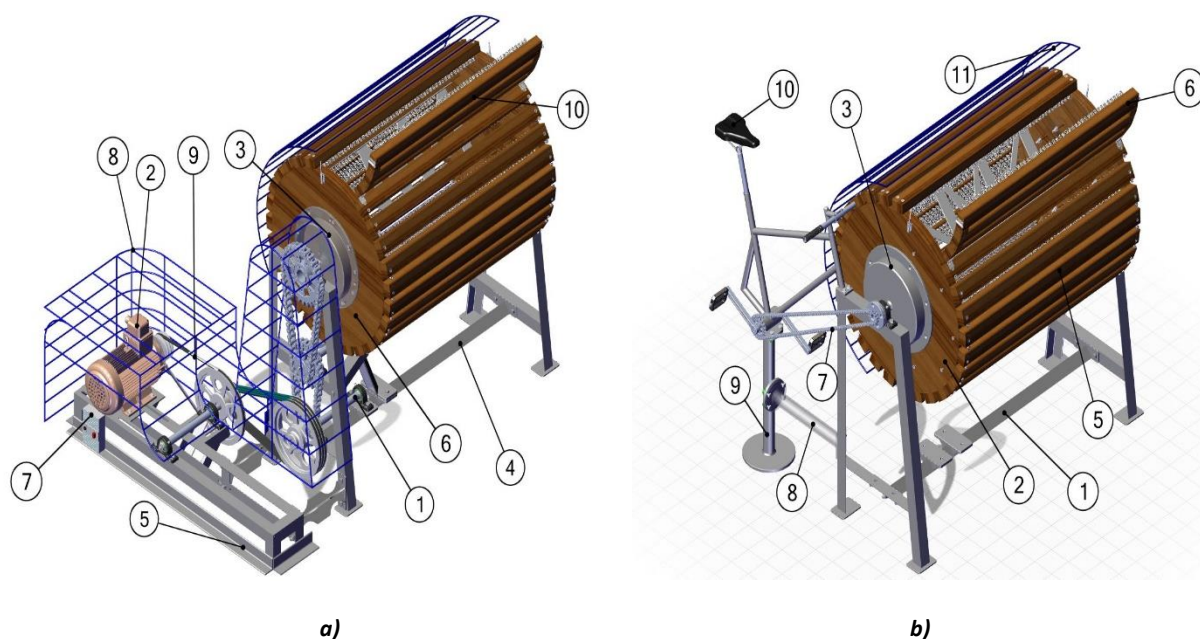


Fig. 1. a) Eplucheuse de manioc avec moteur électrique b) Eplucheuse de manioc à pédale

Légende 1a

1. Arbre intermédiaire; 2. Moteur électrique; 3. Carter roulement; 4. Châssis; 5. Châssis moteur; 6. Tambour constituée de brosse métalliques; 7. Contacteur électromécanique; 8. Cage de protection transmission; 9. Courroie de transmission; 10. Ouverture de chargement; 11. Axe fixe (brosse d'auto-nettoyage)

Légende 1b

1. Châssis; 2. Tambour constituée de brosse métallique; 3. Carter roulement; 5. Brosse métallique; 6. Ouverture de chargement; 7. Chaîne de transmission; 8. Entretoise; 9. Siège pédale; 10. Pédale de transmission; 11. Cage de protection tambour

2.1.1 TAMBOUR EN BOIS DE TECK

Il est constitué de brosse métalliques. L'assemblage est réalisé à l'aide de vis auto-taraudeuses à bois de diamètre 6mm (VB6). C'est l'élément principal de la machine, il sert à contenir et à éplucher le manioc.

2.1.2 AXE FIXE

Il porte une brosse en nylon pour l'auto-nettoyage des brosse métalliques lors de l'épluchage. C'est une pièce obtenue par construction mécano-soudée. La brosse est fixée sur l'axe fixe à l'aide de 12 vis auto-taraudeuses à bois de diamètre 4,1mm (VB4,2).

2.1.3 PALIERS DE ROULEMENT D'AUTO-ALIGNEMENT (UCP ET UCF 205)

Ils sont utilisés pour le guidage des arbres de transmission. Les paliers UCF 205 sont au nombre de 2 et sont utilisés pour le guidage du tambour sur l'axe fixe. Les UCP 205 sont au nombre de 8 et utilisés pour l'axe tambour et les arbres intermédiaires.

2.1.4 CARTER PALIER DE ROULEMENT

Il est obtenu par construction mécano-soudée, ce sont des pièces en tôle d'acier de construction (E360) d'épaisseur 100/10mm. Le carter au côté de la transmission, est muni d'un système d'accouplement pour l'assemblage des pignons dentés.

2.1.5 CHÂSSIS PRINCIPAL

Il est réalisé avec le fer cornière L à ailes égales de dimensions 50x50x5mm, en construction mécano-soudée. Celui de l'éplucheuse motorisée est d'une structure beaucoup plus complexe pour permettre le support des arbres intermédiaires.

2.1.6 ARBRES INTERMÉDIAIRES

Ils sont en acier chromé, obtenus par usinage au tour d'un tube rond $\varnothing$ 30mm. Ces arbres permettent de transmettre la puissance mécanique du moteur vers le tambour.

2.1.7 PIGNONS DENTÉS ET POULIES

Les poulies sont obtenues par usinage au tour de pièces d'aluminium préalablement moulées en sable. Les pignons sont directement achetés sur le marché.

2.1.8 PÉDALE DE TRANSMISSION (POUR L'ÉPLUCHEUSE À PÉDALE)

Elle est réalisée à l'aide d'organes de vélo recyclé. Ça facilite l'entraînement du tambour pour l'opérateur. Elle est utilisée dans le cas où les conditions économiques de l'utilisateur ne lui permettent pas d'avoir accès à des moteurs.

2.1.9 MOTEUR ÉLECTRIQUE

Il permet l'entraînement du tambour à travers les organes de la transmission. On l'utilise lorsque les conditions nécessaires sont requises.

2.1.10 CAGES DE PROTECTION contre le tambour, le moteur et la transmission. Elles sont réalisées à l'aide d'acier galvanisé (6mm, en construction mécano-soudée).

2.2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

- **Eplucheuse à pédale**

Ce prototype d'éplucheuse de manioc à pédale, est composé essentiellement d'un système de transmission par pédale, d'un axe fixe portant une brosse en nylon (contre brosse pour l'auto-nettoyage des brosses constituant le tambour) et d'un tambour, composé avec des planches de bois sur lesquelles on a placé des fibres de brosses métalliques. Nettoyer proprement à l'eau les racines de manioc pour enlever les débris et le sable. Ouvrir la porte du tambour et y verser les racines de manioc; fermer la porte après remplissage. Lorsque l'opérateur commence par pédaler la machine, le mouvement de rotation du plateau denté est transmis au tambour par l'intermédiaire d'une chaîne de transmission mécanique et le tambour effectue alors un mouvement de rotation continue autour de l'axe fixe. Par l'effet de la friction entre les racines et les brosses métalliques, la pelure du manioc s'enlève progressivement et l'épluchage s'effectue. Au cours de l'épluchage, la brosse montée sur l'axe fixe permet le nettoyage automatique des brosses d'épluchage. Les épluchures tombent au fur et à mesure à travers les interstices entre les montures de brosse. Après un certain nombre de temps, l'opérateur s'arrête pour contrôler le niveau d'épluchage, si l'épluchage est bien fait, l'opérateur ouvre de nouveau la porte du tambour pour récupérer les maniocs épluchés.

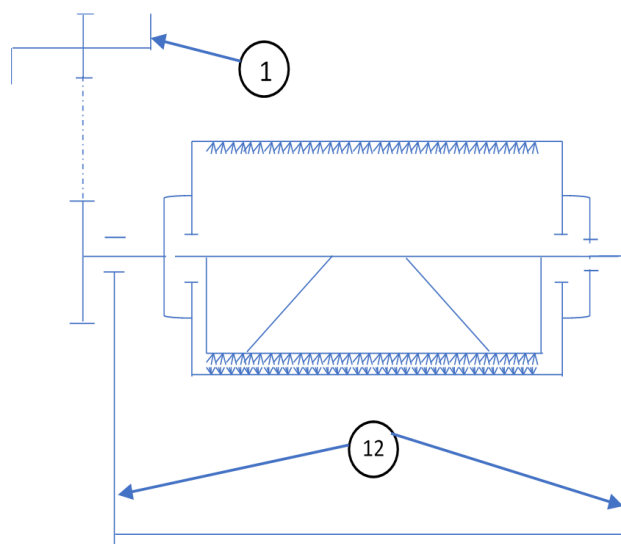


Fig. 2. Schéma principe de l'éplucheuse de manioc à pédale

• Eplucheuse motorisée

Au niveau de l'éplucheuse de manioc motorisée, le système de transmission par pédale est remplacé par un système de poulies-courroies et de chaînes-pignons dentés, le tout entraîné par un moteur diesel ou un moteur électrique. Lorsque l'opérateur met le moteur en marche après le chargement du tambour, le mouvement de rotation de l'arbre moteur est transmis au tambour par l'intermédiaire d'une succession de poulies-courroies et chaînes-pignons dentés. Le tambour effectue par conséquent un mouvement de rotation continue autour de l'axe fixe. L'épluchage du manioc s'effectue comme expliqué précédemment. Après un certain nombre de temps en fonction de la quantité chargée dans le tambour, l'opérateur arrête la machine pour contrôler le niveau d'épluchage de l'ensemble des racines, si le taux est convenable, l'opérateur procède comme expliqué précédemment pour récupérer les maniocs épluchés et finir avec ce cycle d'opération.

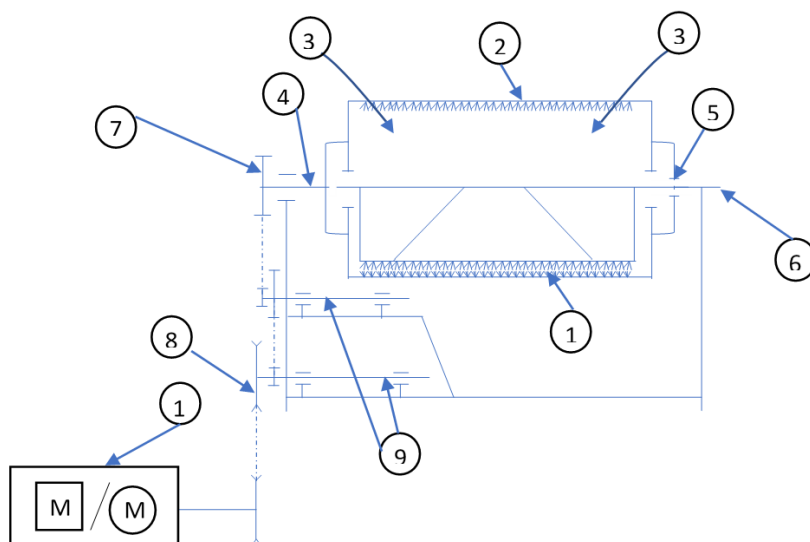


Fig. 3. Schéma principe de l'éplucheuse de manioc motorisée

Légende

1: Brosse métallique, 2: Tambour, 3: Ouverture du tambour, 4: Carter roulement, 5: Palier de roulement, 6: Axe fixe (contre brosse), 7: Roue dentée, 8: Poulie, 9: Arbre intermédiaire, 10: Moteur électrique ou moteur thermique, 11: Pédale de transmission, 12: Châssis.

2.3 MODÉLISATION: ASSEMBLAGE DE L'ÉPLUCHEUSE

2.3.1 DIMENSIONS DES PLANCHES DU TAMBOUR

Les dimensions minimales des planches sont déterminées à partir des valeurs maximales de l'effort tranchant, du moment fléchissant s'exerçant sur chaque planche et de la flèche de déformation.

$$T_{max} = \frac{1}{2}P = \frac{1}{2}mg \text{ (N)} \quad (1)$$

$$M_{fmax} = \frac{PL}{8} = \frac{mgL}{8} \text{ (N.mm)} \quad (2)$$

Avec T_{max} l'effort tranchant maximal, M_{fmax} le moment fléchissant maximal, P le poids maximal de racines de manioc supporté par le tambour en N, m la masse maximale de racines de manioc supporté par le tambour en kg, L la longueur d'une planche en mm et g la force de pesanteur en N/kg.

$$\Delta c = -\frac{5PL^3}{384} \cdot \frac{1}{EI_z} \text{ (mm)} \quad (3)$$

Avec: Δc la flèche de déformation, E le module d'élasticité du bois de teck en N/mm²; $I_z = \frac{le^3}{12}$ (mm⁴) le moment quadratique de la section droite d'une planche; e (mm) étant l'épaisseur de la planche et l (mm) la largeur de la planche.

2.3.2 DIAMÈTRE DE LA BASE DU TAMBOUR

Son expression est:

$$D_i = \sqrt{\frac{4V}{\pi L_i}} \text{ (mm)} \quad (4)$$

Avec: D_i le diamètre intérieur, V le volume intérieur du tambour exprimé par $V = \frac{m}{\rho_m}$; ρ_m étant la densité du manioc et m la masse de manioc; L_i la longueur intérieure.

2.3.3 DIAMÈTRE MINIMAL DE LA VIS (AUTO-TARAUDEUSE) DE MAINTIEN DES PLANCHES SUR LE TAMBOUR [7]

Il est exprimé par:

$$d' = 2\sqrt{N \cdot \frac{s}{\pi R_e}} \text{ (mm)} \quad (5)$$

Avec: N l'effort de traction dans la vis en newton, s le coefficient de sécurité et R_e la résistance limite élastique de la vis en N/mm².

2.3.4 LONGUEUR MINIMALE DE PÉNÉTRATION DE LA VIS DANS LA BASE DU TAMBOUR

Elle est exprimée par:

$$h = \frac{N}{\pi d' \cdot G \cdot \gamma} \text{ (mm)} \quad (6)$$

Avec: N l'effort de traction dans la vis en newton, d' le diamètre de la vis, G le module de cisaillement du bois de teck et γ la déviation de glissement.

2.3.5 LA VITESSE DE ROTATION DU TAMBOUR

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cos(\tan^{-1}(\phi \cdot \epsilon))}{R}} \text{ (rad/s}^2\text{)} \quad (7)$$

Avec: g l'accélération de la pesanteur, φ le coefficient d'adhérence des racines de manioc, ϵ coefficient de sécurité et R le rayon intérieur.

2.3.6 TRAVAIL DU POIDS DES RACINES DE MANIOC ET DES PLANCHES LORSQUE LE TAMBOUR TOURNE

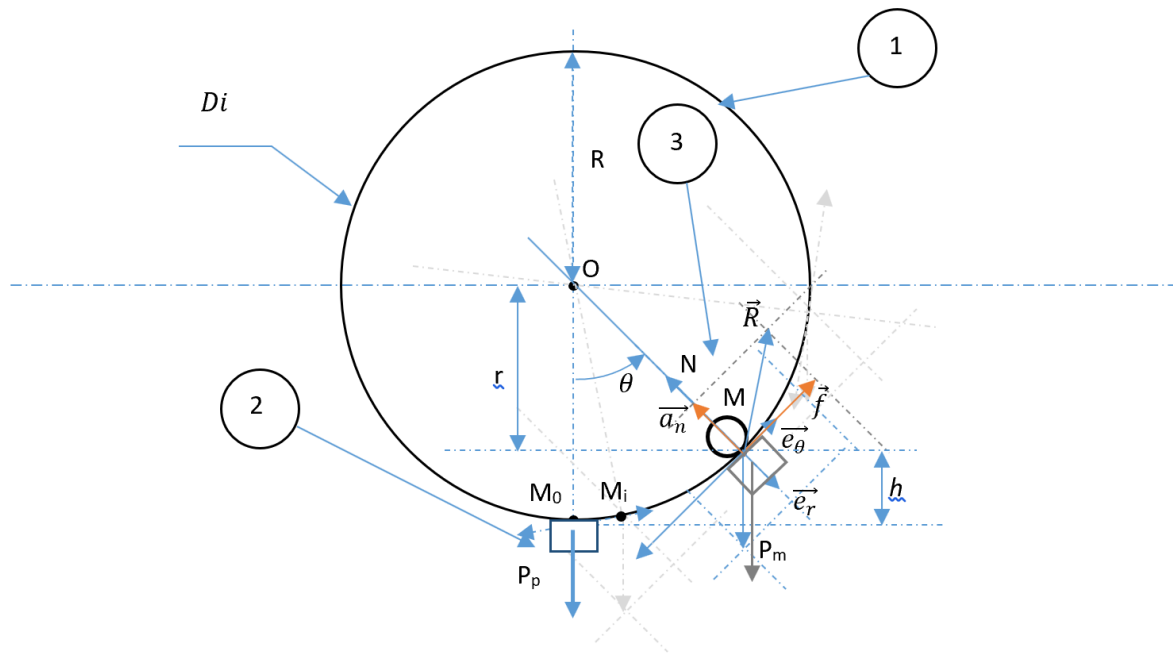


Fig. 4. Travail des poids du manioc et des planches constituant le tambour

Légende

1. *Tambour*
2. *Planche constituant le tambour*
3. *Racine de manioc*

$$W = hg(28m_p + m) \text{ (J)} \quad (8)$$

Avec: $h = R - r$ (mm), m_p la masse d'une planche et m la masse des racines.

2.3.7 LA PUISSANCE NÉCESSAIRE À L'ÉPLUCHAGE DES RACINES DE MANIOC

Son expression est:

$$P = \frac{W}{t} \quad (W) \quad (9)$$

Avec: W le travail du poids des racines de manioc et des planches lorsque le tambour tourne en J et t le temps nécessaire pour balayer l'angle θ .

2.4 SYSTÈME D'ENTRAÎNEMENT

La chaîne de transmission est composée de plusieurs types de transmissions qui transforment la puissance du moteur et déterminent la vitesse nécessaire au bon fonctionnement de l'équipement. Elle est caractérisée par deux paramètres que sont : l'efficacité totale et le rapport de transmission. Le type de transmission utilisé ici est la transmission par poulies-courroies et la transmission par chaîne-pignon.

2.4.1 EFFICACITÉ GLOBALE

L'efficacité globale de la doseuse est déterminée de la façon suivante:

$$\eta_{global} = \eta_p^3 \times \eta_c^4 \times \eta_{ch}^2 \quad (10)$$

Avec: η_p : rendement par paire de paliers;

η_{ch} : rendement des chaînes

η_c : rendement des courroies trapézoïdales

2.4.2 RAPPORT DE TRANSMISSION

Il est déterminé par:

$$r = r_1 \times r_2 \quad (11)$$

r_1 et r_2 étant respectivement les rapports de transmission par poulies-courroies et par pignon-chaîne; avec:

$$r_1 = \frac{D_3}{d_1} = \frac{N_M}{N} \quad (12)$$

$$r_1 = \frac{Z_D}{Z_d} = \frac{N_d}{N_D} \quad (13)$$

Avec: D_3 et d_1 respectivement les diamètres de la poulie menée et de la petite poulie (poulie menante) en mm; N_M et N respectivement les vitesses de rotation de la poulie menante (moteur) et de la poulie menée en tr/min ; Z_D et Z_d respectivement les diamètres primitifs de la roue et du pignon en mm; N_d et N_D respectivement les vitesses de rotation du pignon et de la roue en tr/min .

2.5 MOTEUR

Il joue un rôle important dans la conception de l'éplucheuse. Il est caractérisé par sa puissance et sa vitesse de rotation. Ces paramètres sont déterminants dans le choix du moteur adéquat pour la doseuse.

2.5.1 PUISSANCE DU MOTEUR

Elle est déterminée par l'expression:

$$\frac{P}{P_M} = \eta_{global} \quad (14)$$

De (14) on tire P_M :

$$P_M = \frac{P}{\eta_{global}} \quad (15)$$

Avec: P la puissance utile de la machine, P_M la puissance motrice et η_{global} l'efficacité globale.

2.5.2 VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR

Elle s'exprime par:

$$N = \frac{N_1}{\eta_{global}} \quad (16)$$

Avec: N_1 la vitesse du tambour, N la vitesse de rotation motrice et η_{global} l'efficacité globale.

2.6 DIMENSIONNEMENT DES COURROIES D'ENTRAÎNEMENT

Pour mieux assurer la transmission de la puissance du moteur et diminuer considérablement les pertes, l'utilisation des courroies trapézoïdales est l'idéal. Une courroie est caractérisée par sa section transversale, la longueur du pas, l'entraxe, l'angle d'enroulement et la puissance nominale maximale.

2.6.1 SÉLECTION DE LA SECTION DE BANDE

Le choix de la courroie est fonction de la puissance de service P_s et du régime de la petite poulie menante. L'expression de la puissance de service est:

$$P_s = P \cdot K_s \quad (17)$$

Avec K_s représentant le coefficient de service des courroies, correspondant à une transmission avec à-coups et chocs élevés (à cause du moteur diesel monocylindre) pour un service normal coefficient de service des courroies, correspondant à une transmission avec à-coups et chocs élevés (à cause du moteur diesel monocylindre) pour un service normal, et P la puissance du moteur. Connaissant les valeurs de P et N , on se réfère au graphique des plages de puissance transmissible par type de courroie pour sélectionner le type de courroie [8].

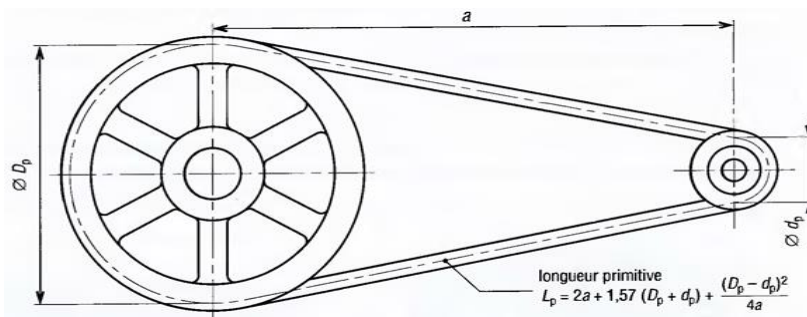


Fig. 5. Ligne primitive d'une courroie trapézoïdale [8]

2.6.2 CALCUL DE L'ENTRAXE DES COURROIES

L'entraxe des courroies est la distance entre les axes des deux poulies. Afin de déterminer l'entraxe théorique a , sa valeur minimale (a_{min}) et sa valeur maximale (a_{max}) doivent d'abord être déterminées.

Lorsque le rapport D/d est compris entre 1 et 3 (comme dans le cas présent), a_{min} et a_{max} sont déterminés par les relations (18) et (19).

Avec D et d signifiant respectivement les diamètres primitifs de la grande et de la petite poulie:

$$a_{min} = \frac{D+d}{2} + d \quad (18)$$

$$a_{max} = 3(d + D) \quad (19)$$

Après avoir déterminé a_{min} et a_{max} , une valeur approximative de l'entraxe théorique est choisie telle que: $a_{min} \leq a < a_{max}$.

Les axes des poulies étant parallèles et la courroie non croisée, la longueur théorique L_{th} de la courroie s'écrit [12]:

$$L_{th} = 2a_{th} + 1,57(d + D) + \frac{(D-d)}{a_{th}} \times \frac{(D-d)}{4} \quad (20)$$

Après le calcul de L_{th} , le tableau avec les longueurs de pas indicatives des courroies trapézoïdales est utilisé pour sélectionner une longueur standard qui est une approximation de la longueur théorique calculée.

A partir de la longueur standard, l'entraxe réel est alors calculé comme suit:

$$a = a_{th} + \frac{L-L_{th}}{2} \quad (21)$$

2.6.3 CALCUL DE LA PUISSANCE DE BASE P_b

La puissance de base P_b est fonction de la vitesse linéaire V et du diamètre primitif d de la petite poulie. V est exprimée par:

$$V = \pi d N \quad (22)$$

Sur la base du tableau indiquant la puissance de base P_b (en kW) des courroies trapézoïdales conventionnelles, P_b est sélectionné en tenant compte des V et d calculés [8].

2.6.4 CALCUL DE L'ANGLE D'ENROULEMENT Θ

L'angle d'enroulement est l'écart angulaire entre la direction de la bande et l'horizontale. Il est déterminé par la formule suivante:

$$\theta = 180^\circ - 2 \arcsin \frac{D-d}{2} \quad (23)$$

2.6.5 CALCUL DE LA PUISSANCE ADMISSIBLE P_a

La puissance admissible P_a est déterminée comme suit [8]:

$$P_a = P_o \times K_\theta \times K_L \quad (24)$$

Avec K_θ le coefficient correcteur fonction de l'angle d'enroulement Θ et K_L le coefficient correcteur fonction de la longueur L .

2.6.6 CALCUL DU NOMBRE DE COURROIES n

Le nombre est déterminé par le quotient de la puissance de service par la puissance admissible.

$$n = \frac{P_s}{P_a} \quad (25)$$

2.7 DIMENSIONNEMENT DES CHÂÎNES DE TRANSMISSION

2.7.1 CHOIX DU NOMBRE DE DENTS POUR LE PIGNON ET LA ROUE

$$Z_D = (N_d \times Z_d) / N_D \quad (26)$$

Avec Z_D et Z_d respectivement le nombre de dents de la roue et celui du pignon; N_d et N_D la vitesse de rotation du pignon et de la roue.

2.7.2 CHOIX DU PAS DE LA CHÂÎNE

Le choix du pas de la chaîne est fonction de la puissance de service et de la vitesse de rotation du pignon. La puissance de service d'une chaîne de transmission a pour expression:

$$P_S = P \cdot K_S$$

Où K_S est le coefficient de service.

Connaissant les valeurs de P_S et N_d , on se réfère au graphique des plages de puissance transmissible par type de chaîne pour sélectionner le type de chaîne et ainsi son pas.

2.7.3 DIAMÈTRES PRIMITIFS DU PIGNON ET DE LA ROUE [9]

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_d}\right)} \text{ (mm)} \quad (27)$$

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_D}\right)} \text{ (mm)} \quad (28)$$

Avec Z_D et Z_d respectivement le nombre de dents de la roue et celui du pignon; d et D respectivement diamètres primitifs du pignon et de la roue en mm et p le pas de la chaîne en mm.

2.7.4 LONGUEUR PRIMITIVE DE LA CHAÎNE [9]

La longueur primitive d'une chaîne a pour expression:

$$L_p = 2a + \frac{p(Z_d + Z_D)}{2} + \frac{p^2}{a} \left(\frac{Z_D - Z_d}{2\pi} \right)^2 \text{ (mm)} \quad (29)$$

Avec a l'entraxe prévue pour la chaîne en mm, Z_D et Z_d respectivement le nombre de dents de la roue et celui du pignon; et p le pas de la chaîne en mm.

2.8 VÉRIFICATION DES DIMENSIONS DES ARBRES DE TRANSMISSION

En fonctionnement normal, les arbres de l'éplucheuse sont soumis à des flexions, des torsions et des cisaillements. Ils doivent donc respecter simultanément les conditions de résistance.

Résistance de l'arbre à la torsion

$$\tau \leq \tau_p$$

$$Re \geq 2s\tau \quad (30)$$

Longueur l maximale pour la résistance à la flexion de l'arbre

$$\sigma_f \leq R_p$$

$$l \leq \frac{4\pi(d^4 - di^4)}{(m + m_t) g \cdot d \cdot 64} \cdot \frac{Re}{s} \quad (31)$$

Avec m_t la masse du tambour, m la charge maximale du tambour, g l'accélération de la pesanteur, ρ la densité du bois de teck, d et di les diamètres extérieur et intérieur de l'arbre, Re la limite d'élasticité et s le coefficient de sécurité.

3 ESTIMATION DU COÛT DE L'ÉPLUCHEUSE

Le coût global (C_g) de la machine sera évalué selon le coût (C_m) des matériaux utilisés, le coût (C_u) d'usinage des pièces et le coût du bureau d'étude (C_b).

Soit:

$$C_g = C_m + C_u + C_b \quad (32)$$

4 RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 RÉSULTATS

Les résultats de l'application des modèles mathématiques du dimensionnement des composants de l'éplucheuse sont inscrits dans les tableaux 1,2,3,4,5,6,7,8,9 et le coût global estimé de l'éplucheuse motorisée et de l'éplucheuse à pédale dans les tableaux 10 et 11.

Tableau 1. Valeurs des paramètres caractéristiques du tambour et de la vis auto-taraudeuse

Composants	Paramètres				
Tambour	Diamètre de base D_i (mm)	Dimensions planche (mm)	Vitesse angulaire ω (rad/s)	Travail effectué W (J)	Puissance P (kW)
	700	$L=1000; l=60; e=40$	4,6	328,77	2,1
Vis auto-taraudeuse	Diamètre d' (mm)		Longueur de pénétration h (mm)		
	6,25		40		

Tableau 2. Valeurs des paramètres caractéristiques de la chaîne de transmission

Composants	Paramètres			
Chaîne de transmission	Efficacité			Rapport de transmission
	Paliers (η_p)	Chaînes (η_{ch})	Courroies (η_c)	0,03
	0,86	0,96	0,85	
	Efficacité globale			
	0,7			

Tableau 3. Valeurs des paramètres caractéristiques du moteur

Composants	Paramètres	
Moteur	Puissance P_M (kW)	Vitesse de rotation N_M (tr/min)
	3	45

Tableau 4. Valeurs des paramètres caractéristiques des poulies

Composants	Paramètres			
	Poulie menante		Poulie menée	
	Diamètre d (mm)	Vitesse de rotation N_d (tr/min)	Diamètre D (mm)	Vitesse de rotation N_D (tr/min)
Poulie menante et poulie intermédiaire	100	1500	300	500
Poulie intermédiaire et poulie menée	100	500	300	167

Tableau 5. Valeurs des paramètres caractéristiques des courroies d'entraînement

Composant	Paramètres		
Courroie poulie menante - poulie intermédiaire	Puissance de service P_s (en kW)	Vitesse linéaire v (en m/s)	Entraxe (en mm)
	3,1	7,85	$a_{min} = 200$ $a_{maxi} = 1200$
			Entraxe théorique (mm) $a_{th} = 322$
			Entraxe réel (mm) $a = 322$
Courroie poulie intermédiaire - poulie menée	Puissance de service P_s (en kW)	Vitesse linéaire v (en m/s)	Entraxe (en mm)
	3,1	2,63	$a_{min} = 200$ $a_{maxi} = 1200$
			Entraxe théorique (mm) $a_{th} = 322$
			Entraxe réel (mm) $a = 322$

Tableau 6. Valeurs des paramètres caractéristiques de puissance de transmission des courroies

Composant	Paramètres				
	Longueur standard L (mm)	Angle d'enroulement de la courroie θ	Puissance de base P_o (en kW)	Puissance admissible P_a (en kW)	Nombre de courroies
Courroie poulie menante - poulie intermédiaire	1303	143,81°	2,64	2,2	1
Courroie poulie intermédiaire - poulie menée	1353	146,6°	1,09	0,928	3

Tableau 7. Valeurs des paramètres caractéristiques des pignons et des roues

Composants	Paramètres			
	Nombre de dents Z	Vitesse de rotation N_z (tr/min)	Diamètre primitif (mm)	Pas p (mm)
Pignon 1	11	167	90,156	25,40
Roue 1	21	90	170,421	
Pignon 2	14	90	114,15	25,40
Roue 2	28	45	226,86	

Tableau 8. Valeurs des paramètres caractéristiques des chaînes

Composant	Paramètres			
	Longueur primitive L_p (mm)	Entraxe	Puissance de service P_s (en kW)	Nombre de courroies
Chaîne 1	1112	350	5,72	1
Chaîne 2	1244	350	4,48	1

Tableau 9. Valeurs des paramètres caractéristiques des arbres de transmission

Composants	Paramètres	
	Limite d'élasticité R_e (en N/mm ²)	Longueur maximale de résistance à la flexion (en mm)
Arbre	$R_e \geq 553,11$	$l \leq 237,16$
	Di = 18 mm	
	De = 25 mm	

Tableau 10. Coût de l'éplucheuse motorisée

Coût matériaux (en F CFA)	Coût d'usinage (en F CFA)	Coût du bureau d'étude (en F CFA)	Coût total (en F CFA)
609 850	106 000	80 000	795 850

Tableau 11. Coût de l'éplucheuse à pédale

Coût matériaux (en F CFA)	Coût d'usinage (en F CFA)	Coût du bureau d'étude (en F CFA)	Coût total (en F CFA)
285 350	44 000	80 000	409 0

4.2 ANALYSE DES DONNÉES SUR L'ÉPLUCHEUSE DE MANIOC

4.2.1 DIMENSIONNEMENT DU TAMBOUR

Le matériau de constitution du tambour est le bois de teck de provenance locale. La capacité maximale de chargement du tambour est de 300kg de manioc. Toute cette charge, est supposée s'appliquer suivant les propriétés du poids d'un corps, dans le plan de symétrie longitudinale, vertical (P) du tambour.

4.2.2 PUISSANCE NÉCESSAIRE POUR L'ÉPLUCHAGE

De tous les calculs qui précèdent, la puissance théorique approximative, nécessaire pour éplucher les racines de manioc est 2,1KW soit approximativement 3CV. Par conséquent, nous aurons besoin d'un moteur de puissance minimale 3CV si la machine doit fonctionner à sa pleine capacité. Dans le cas où c'est l'homme qui doit faire fonctionner une telle machine, l'opérateur doit diminuer de 5 – 10 fois la charge du tambour selon la puissance de l'homme disponible.

4.2.3 DIMENSIONS DE L'ARBRE ET DE L'AXE

Pour pouvoir assurer l'auto-nettoyage des brosses au cours l'épluchage des racines de manioc, une brosse en nylon est fixée sur l'axe fixe (1) et nettoie automatiquement les brosses métalliques. Ce qui explique pourquoi cet axe doit rester fixe par rapport au mouvement du tambour. Pour assurer ceci, l'ingénieur concepteur du prototype [10] sur lequel le travail est fait, a trouvé la solution de séparer l'axe (1) de l'arbre (3). Ainsi, l'arbre (3) permettra de supporter en partie le tambour et sa charge et d'entraîner l'ensemble dans un mouvement de rotation continue. Tandis que l'axe fixe (1) supporte une partie du tambour et de sa charge et maintient la brosse d'auto-nettoyage. L'axe et l'arbre sont à base de tube rond de diamètre externe 25mm et de diamètre interne 18mm en acier inoxydable de nuance A5 de $R_e = 600 \text{ N/mm}^2$.

5 CONCLUSION

En suivant une méthode bien déterminée de dimensionnement, nous avons pu déterminer les paramètres nécessaires pour un bon épluchage des racines de manioc et déterminer les dimensions des organes de la machine en fonction de ces paramètres. Après conception à l'aide du logiciel SolidWorks 2018 nous avons obtenu des modèles 3D des organes constitutifs de l'éplucheuse de manioc. Des solutions concrètes ont été apportées lors de l'étude et la conception d'une éplucheuse de manioc. Ces solutions ont permis de finir l'étude et la conception et de rendre disponible les documents techniques qui en découlent. Il reste à présent de pouvoir concrétiser et réaliser cette machine afin de la rendre fonctionnelle et disponible pour les transformateurs/transformatrices du manioc.

REFERENCES

- [1] MAEP (Ministry of Agriculture, Livestock and Fisheries). (2009). Study on the promotion of the cassava sector in Benin, 1 (1), 90. <http://www.maep.bj>.
- [2] FAO/INFOODS. Annual report on the results of 2018. 217 p.
- [3] Ministry of Agriculture, Burkina Faso. (2014). Technical sheet on cassava. Direction régionale de l'Agriculture, des Ressources Hydrauliques de l'Assainissement et de la Sécurité Alimentaire.
- [4] FAO, (2015). Project to strengthen trade relations between small-scale producers and buyers in the Roots and Tubers value chain in Africa: GCP/RAF/448/EC. Work plan: Benin. pp.16; <http://www.fao.org/publication>.
- [5] Ahouansou R. & al. (2018). Technical study of cassava pulp "garification" and physicochemical characterization of gari obtained in Benin. ISSN 2028-9324 (24), pp. 1071-1080. <http://www.ijias.issr-journals.org/>.
- [6] MAEP (Ministry of Agriculture, Livestock and Fisheries), 2016. Catalog Béninois des Espèces et Variétés végétales (CaBEV), 2016. INRAB/DPVPPAAO/ProCAD/MAEP & CORAF/WAAPP. 339 p. Legal deposit No. 8982 of October 21, 2016, National Library (BN) of Benin, 4th quarter. ISBN: 978-99919-2548-6.
- [7] <http://www.fao.org/publication/Density-of-Cassava-raw-in-285-units-and-reference-information>.
- [8] FANCHON J-L., (2001) Science and technology guide, NATHAN, 592p.
- [9] Mensah, P. (2017). Dissertation for the degree of Bachelor of Science in Agricultural Machinery. Kwame Nkrumah University of Science and Technology, Kumasi: School of Engineering. Performance evaluation of a cassava peeler, 1-62. <http://www.knust.edu.gh>.
- [10] Lund, U. (2012). Pedal operated cassava peeler. Completion project for master's degree in mechanical.
- [11] Yashvanth B G. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology (Vol. 6, numéro spécial 15, décembre 2017).
- [12] K. Ramadurai, N. Mohamed Inzzamam Kutty, R. Ajay Balaji, 2019, Coconut Dehusking Machine, International Journal of Engineering Research & Technology (ijert) confcall – 2019 (Volume 7 – Numéro 11).
- [13] Nair KP. Technological Advancements in Coconut, Arecanut and Cocoa Research: A Century of Service to the Global Farming Community by the Central Plantation Crops Research Institute, Kasaragod, Kerala State, India. InTree Crops 2021 (pp. 377-536). Springer, Cham.

- [14] Design of Coconut De-husking Machine Using Quality Function Deployment Method Yohanes, Helmi Candrab Satriardic, Anita Susilawatia and Dodi Sofyan Arief. Proceeding of Ocean, Mechanical and Aerospace -Science and Engineering-, Vol.3 November 7, 2016.
- [15] Design and Performance Test of Coconut Skin Testa Peeling Machine; Yukodharma Putra, Erry Rimawan, Ahmad Rusdi, Andrianto. Volume 5, Issue 7, July – 2020 International Journal of Innovative Science and Research Technology.
- [16] REDESIGN OF YOUNG COCONUT PEELER TOOL BASED ON THE JOB STRAIN INDEX METHOD, MERRY SISKI & FAJRIAH ELSA SUHERI. International Journal of Mechanical and Production, Engineering Research and Development Vol. 10, Issue 3, Jun 2020, 10657-10664.
- [17] Supriono, Y Suryana, A Santoso, Ansarullah, GA Rifaldi; DESIGN AND DEVELOPMENT OF YOUNG COCONUT SKIN MACHINERY TO SUPPORT FRESH MARKETING OF FRESH YOUNG COCONUT IN THE STATE AND EXPORT. AS Saleh, Proceedings of The Second International on Food and Agriculture.
- [18] Kannaki S, Bhoopesh D, Balaji S, Saktheeswaran G, Ajai R5, Adithyan M. ICMECE 2020 IOP; Preparation of Design and Development of Automatic Coconut Processing Machine; Conf. Series: Materials Science and Engineering 993 (2020) doi: 10.1088/1757-899X/993/1/012117.
- [19] Design and Development of Coconut Dehusking Machine. Roopashree C R. International Journal of Engineering Development and Research. 2017 Volume 5, Issue 3.
- [20] Praveen K, Prema D, Srikanth, Yashvanth B G; Design and Fabrication of Pneumatic Operated Coconut Dehusking Machine; Prof. Vijay Kumar G Tile, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology (Vol. 6, Special Issue 15, December 2017).
- [21] K. Ramadurai, N. Mohamed Inzzamam Kutty, R. Ajay Balaji, 2019, Coconut Dehusking Machine, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH & TECHNOLOGY (IJERT) CONF CALL – 2019 (Volume 7 – Issue 11).