

*Conception Fonctionnelle, Démonstration Théorique De La
Puissance Nécessaire Et Dimensionnement D'un Pelletiseur
De Provende A Pédales Destine Aux Petits Et Moyens
Eleveurs De Vaches Laitières*

*[Functional Design, Theoretical Demonstration Of The
Necessary Power And Dimensioning Of A Pedal-Powered
Feed Pelletizer Intended For Small And Medium-Sized
Dairy Farmers]*

HERIMANOA Rado Mihamina^{1,2}, RAZAIVAOVOLOLONIRINA Helinoro Diamondra², RAMAROSON
Jean de Dieu³

^{1,3} Ecole Doctorale Sciences et Techniques de l'Ingénierie et de l'Innovation.
Ecole supérieure Polytechnique Antananarivo, Université d'Antananarivo, BP 1500 Ankatso
Antananarivo 101, Madagascar

² Institut Supérieur de Technologie d'Ambositra, (Dept Production Animale)
Ex-Bâtiment HODIMA, Ambositra 306, Madagascar

Auteur correspondant : HERIMANOA Rado Mihamina. E-mail: herimanoarado@yahoo.fr, (+261 34 75 101 13).



Résumé : L'élevage laitier occupe une place stratégique dans la région de Vakinankaratra, qui est considérée comme le principal bassin laitier de Madagascar. Toutefois, la disponibilité limitée des fourrages naturels, en particulier durant la saison sèche, constitue un frein majeur à la productivité. Pour répondre à cette contrainte, la granulation des aliments pour le bétail apparaît comme une solution efficace permettant d'améliorer la conservation, la digestibilité et le transport des granulés. Cependant, les machines importées sont coûteuses et inadaptées aux conditions rurales locales. Cette étude propose donc la conception et la réalisation d'un pelletiseur de provende à pédales, actionné par l'énergie humaine, comme alternative accessible, autonome et robuste. La méthodologie adoptée repose sur l'analyse fonctionnelle (diagrammes pieuvre, FAST et SADT), l'élaboration d'un cahier de charges précis et le dimensionnement mécanique des principaux composants, notamment la matrice, la trémie et les systèmes de transmission par chaînes et pignons. Les résultats montrent que le prototype atteint une puissance disponible de 4,3 kW, largement supérieure à la puissance nécessaire à la granulation (1,53 kW), et une capacité de production estimée entre 80 et 100 kg/h, ce qui est adapté aux besoins des petits éleveurs. En conclusion, ce dispositif constitue une technologie appropriée et durable pour renforcer la résilience et la productivité des exploitations laitières rurales.

Mots clés : Pelletiseur, Provende, Energie Humaine, Elevage Laitier.

Abstract: Dairy farming occupies a strategic position in the Vakinankaratra region, which is considered Madagascar's main dairy basin. However, the limited availability of natural fodder, particularly during the dry season, constitutes a major obstacle to productivity. To

address this constraint, pelletizing livestock feed appears to be an effective solution to improve the preservation, digestibility, and transport of pellets. However, imported machines are expensive and unsuited to local rural conditions. This study therefore proposed the design and construction of a pedal-powered feed pelletizer, powered by human energy, as an accessible, autonomous, and robust alternative. The methodology adopted was based on functional analysis (octopus diagrams, FAST and SADT), the development of precise specifications and the mechanical dimensioning of the main components, including the die, the hopper and the chain and sprocket transmission systems. The results showed that the prototype achieved an available power of 4.3 kW, significantly higher than the power required for pelleting (1.53 kW), and an estimated production capacity of between 80 and 100 kg/h, which is suitable for the needs of small-scale farmers. In conclusion, this device constitutes an appropriate and sustainable technology for strengthening the resilience and productivity of rural dairy farms.

Keywords: Pelletizer, Feed, Human Energy, Dairy Farming.

1. INTRODUCTION

L'élevage laitier occupe une place centrale dans la région du Vakinankaratra, le principal bassin laitier de Madagascar, où il fournit une part importante de la production nationale et constitue une source de revenus vitale pour les ménages ruraux [1]. Toutefois, cette filière reste confrontée à des contraintes saisonnières et structurelles. Durant la saison sèche, la rareté des fourrages naturels provoque une baisse significative de la production laitière [2]. Pour compenser cette insuffisance, les éleveurs recourent de plus en plus aux aliments concentrés, dont la transformation en granulés améliore la conservation, la digestibilité et la maniabilité [3].

Malgré ces avantages, l'accès aux technologies de granulation reste limité. Les machines importées, conçues pour des contextes industriels, sont onéreuses et peu adaptées aux besoins des petits et moyens éleveurs [4]. De plus, leur dépendance à l'électricité ou aux carburants constitue un frein majeur dans les zones rurales où les infrastructures énergétiques sont insuffisantes [5]. La question centrale suivante se pose donc : quelle est la puissance mécanique minimale, issue de l'énergie humaine par pédalage, nécessaire pour assurer une granulation efficace et continue des provendes ? La réponse à cette question suppose une estimation précise de la puissance requise et un dimensionnement adéquat du mécanisme.

Le développement d'un pelletiseur fonctionnant à pédale apparaît comme une alternative durable et innovante. Utilisant des matériaux accessibles et une ergonomie adaptée, il pourrait répondre aux besoins locaux tout en favorisant la valorisation des ressources alimentaires [6].

L'objectif de cette étude est donc de démontrer, par calculs mécaniques, que la puissance générée par l'énergie humaine peut couvrir les besoins de granulation. Deux hypothèses en découlent : (1) la puissance humaine est suffisante pour assurer la granulation ; (2) le dimensionnement approprié des pièces facilitera la réalisation et la diffusion du prototype.

2. MATERIELS ET METHODES

2.1. Cadre conceptuel et méthodologie

2.1.1. Présentation de la zone d'étude

La présente recherche s'inspire dans le contexte de la région du Vakinankaratra, située au centre de Madagascar. Reconnue comme le principal bassin laitier du pays, elle contribue de manière significative à l'approvisionnement en produits laitiers à l'échelle nationale. L'élevage, en particulier celui des bovins laitiers, y occupe une place centrale dans l'économie locale et constitue une source de revenus essentielle pour la plupart des ménages ruraux [1], [7]. Cependant, les éleveurs sont confrontés à des difficultés récurrentes en ce qui concerne l'alimentation animale. L'irrégularité de la disponibilité des fourrages naturels, surtout pendant la saison sèche, entraîne une baisse de la production laitière [1], [8]. Pour y remédier, les agriculteurs ont de plus en plus recours à la provende, dont la transformation en granulés améliore la conservation, le transport et la digestibilité (Effets de la granulation sur la digestibilité énergétique et des nutriments) [9].

2.1.2. Justification des besoins des éleveurs

La disponibilité limitée et saisonnière des fourrages naturels pousse les éleveurs à se tourner vers des aliments concentrés, dont la granulation améliore la conservation et la digestibilité [2]. Les enquêtes menées auprès des éleveurs de la région ont révélé plusieurs attentes précises, fondées à la fois sur des observations sur terrain et sur des études comparatives dans des contextes ruraux similaires. Les éleveurs souhaitent une machine dont le coût d'acquisition est faible et supportable sans subventions externes [5].

D'un autre côté, il y a un besoin important de machines pouvant fonctionner sans électricité, intégrant des sources d'énergie renouvelables simples ou exploitant la force humaine, afin de garantir une utilisation continue, même en saison sèche ou en cas de panne électrique [5], [10]. Pour garantir une utilisation régulière, les utilisateurs exigent également une ergonomie adaptée : un pédalage soutenu sans fatigue excessive (posture confortable, mécanismes fluides, friction minimale).

La machine doit également être simple, facile à utiliser, sans nécessiter de formation technique sophistiquée. Dans ce cas, l'objectif visé est de 80 à 100 kg/h pour un éleveur individuel, ce qui permet de couvrir une partie significative de l'alimentation animale quotidienne ou d'optimiser les stocks en saison sèche, tout en maintenant un effort physique supportable.

2.1.3. Cahier des charges

Ce travail porte sur l'étude de conception d'une machine de granulation d'aliments destinés aux vaches laitières en milieu rural, reposant exclusivement sur l'énergie humaine. Les résultats attendus incluent une puissance utile de la matrice comprise entre 1,5 et 2,5 kW, correspondant à l'énergie fournie par un opérateur pédalant à une cadence normale [11]. La vitesse de rotation de la matrice est estimée entre 200 et 250 tr/min (tours par minute) [12].

La capacité de production visée se situe entre 80 et 100 kg/h, ce qui est adaptée à un petit troupeau [2]. Les granulés produits auront un diamètre de 5 à 6 mm et une densité d'environ 800 kg/m³, garantissant une bonne conservation et une manipulation aisée [2], [13], [14].

2.2. Analyse fonctionnelle de la machine

Cette analyse consiste à envisager et à caractériser les fonctions offertes par la machine afin de répondre aux besoins des bénéficiaires. L'analyse se divise en deux parties : l'analyse fonctionnelle externe et l'analyse fonctionnelle interne.

2.2.1. Analyse fonctionnelle externe

a. Analyse et identification du besoin

Pour obtenir un produit fini conforme aux normes, sous forme de granulés grâce au pelletiseur, il est nécessaire de répondre à trois questions fondamentales : *À qui rend-il service ? Sur quoi agit-il ? Dans quel but ?* La Fig.1 ci-dessous illustre l'aperçu général de ces interrogations et met en évidence le rôle central de la machine dans la transformation et la valorisation des provendes.

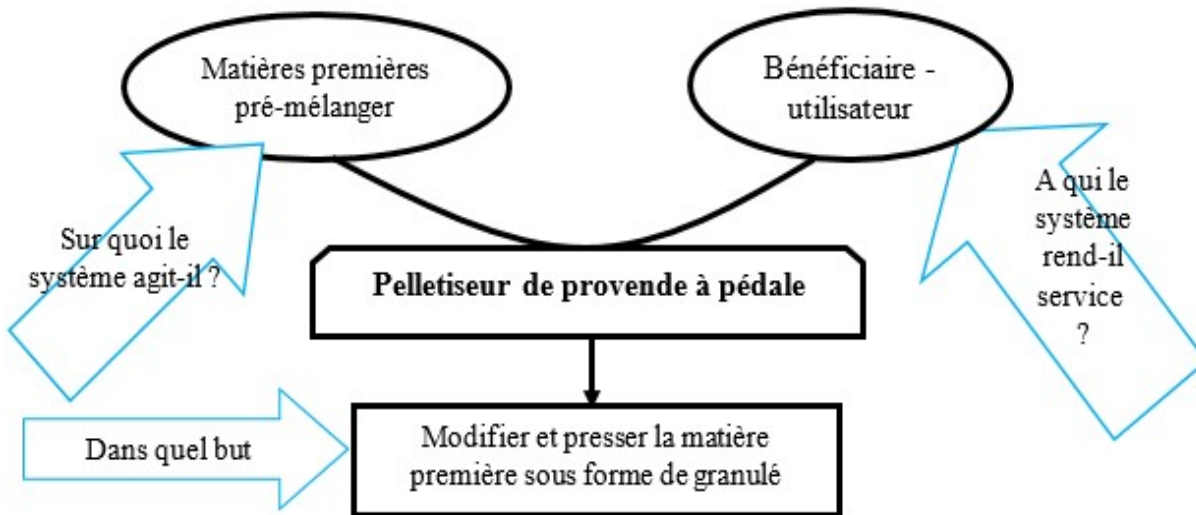


Figure 1. Bête à cornes du pelletiseur de provende à pédale

b. Analyse fonctionnelle du besoin

L'analyse fonctionnelle du besoin permet de déterminer les fonctions de service que la machine peut assurer. Le diagramme des interactions (Fig.2) permet de représenter les éléments du milieu extérieur (EME) en relation avec le pelletiseur. Il met en évidence les fonctions principales (FP) attendues du système et les fonctions contraintes (FC) imposées par l'environnement, ce qui facilite ainsi l'analyse fonctionnelle préliminaire.

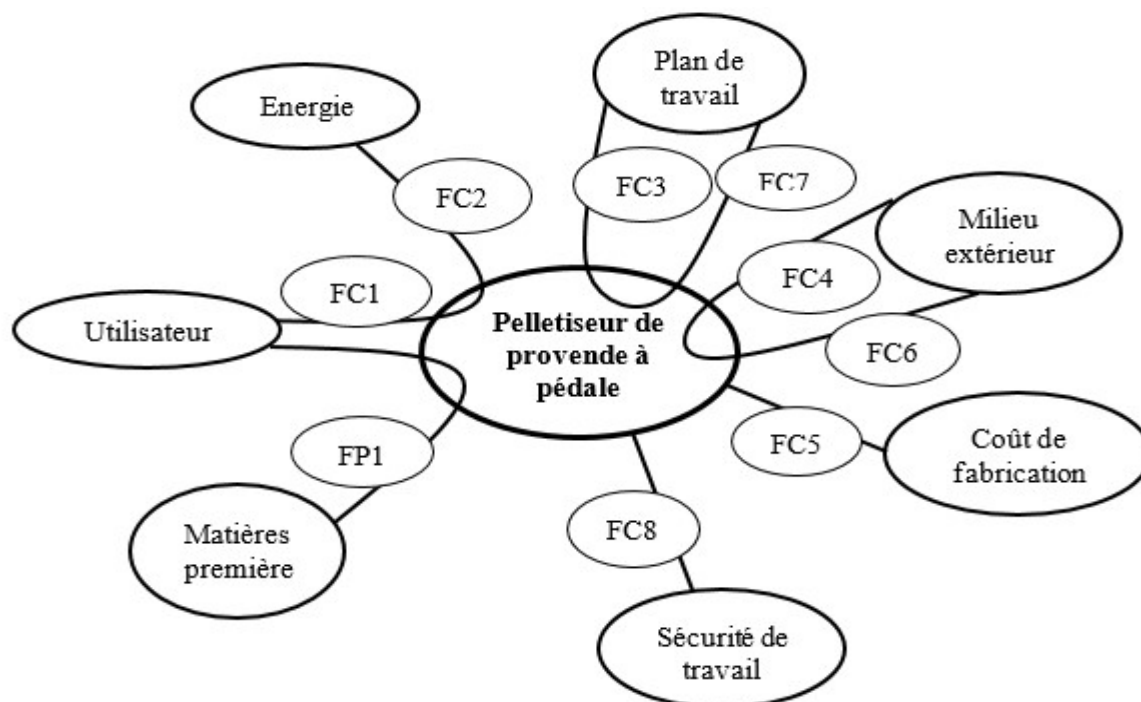


Figure 2. Diagramme des interactions du pelletiseur de provende à pédale

Ce diagramme illustre les interactions du pelletiseur de provende à pédale avec son environnement. L'utilisateur et les matières premières définissent la fonction principale (FP1) qui consiste à transformer les intrants en granulés. Les fonctions contraintes (FC1 à FC8) sont corrélées aux éléments de l'espace. Ce schéma met en évidence les exigences techniques et environnementales à respecter pour assurer un fonctionnement optimal, fiable et adapté aux besoins des éleveurs.

Le Tableau 1 suivant récapitule la fonction principale et la fonction contrainte, suivies de leur description.

Tableau 1. Tableau des FP et FC

Fonction	Description
FP1	La machine permet aux utilisateurs de fournir et d'élaborer des matières premières sous forme de granulés.
FC1	Les utilisateurs doivent fournir de l'énergie.
FC2	La machine doit disposer d'une énergie pour fonctionner.
FC3	Un terrain adapté est nécessaire.
FC4	Respect de l'environnement.
FC5	Le prix doit être abordable.
FC6	Respect des normes en vigueur.
FC7	Être facile à utiliser
FC8	Assurer le bien-être des utilisateurs

2.2.2. Analyse fonctionnelle interne

Dans le cadre de l'analyse fonctionnelle interne, des solutions techniques ont été développées afin de répondre aux problèmes liés aux constituants et aux pièces du pelletiseur. Cette démarche consiste à évaluer les performances des composants dans l'accomplissement de leurs fonctions et dans leur contribution à la satisfaction des besoins des utilisateurs [15]. Pour atteindre cet objectif, deux outils de modélisation ont été utilisés : le **diagramme F.A.S.T.** (*Function Analysis System Technic*), permettant d'analyser la hiérarchie et la logique des fonctions [16], et le **diagramme S.A.D.T.** (*Structured Analysis and Design Technic*), offrant une représentation structurée des relations entre fonctions et constituants [17]. Les Fig.3 et Fig.4 ci-dessous représentent ces diagrammes.

Ce diagramme définit l'utilisation combinée de ces méthodes facilitant la traduction des besoins des éleveurs en critères techniques précis.

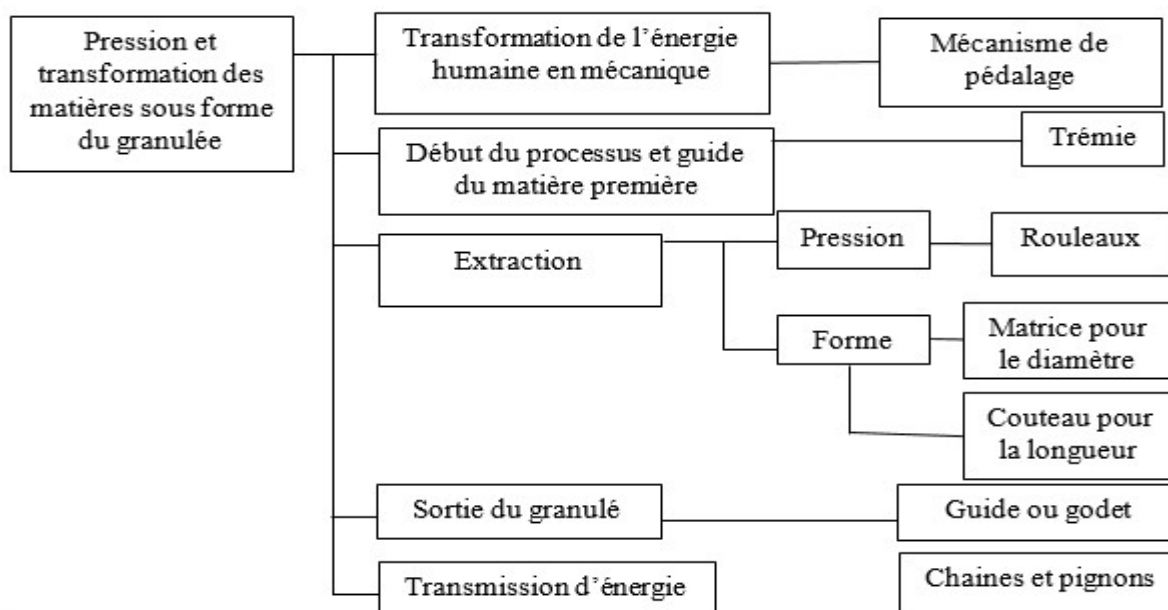
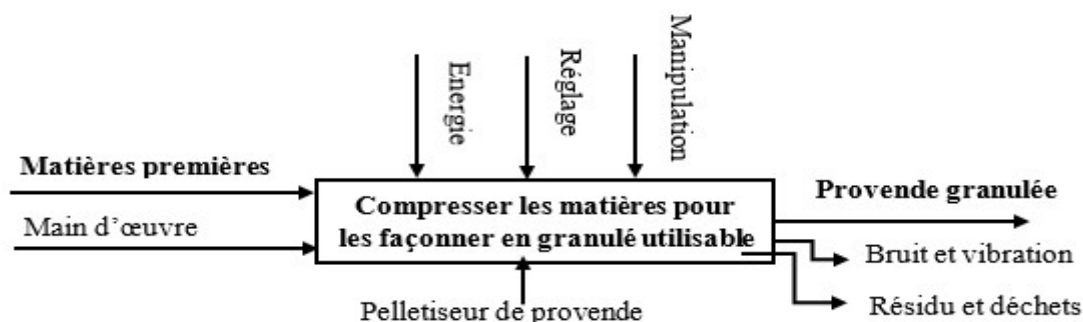


Figure 4. Diagramme des fonctions techniques de la machine (FAST)

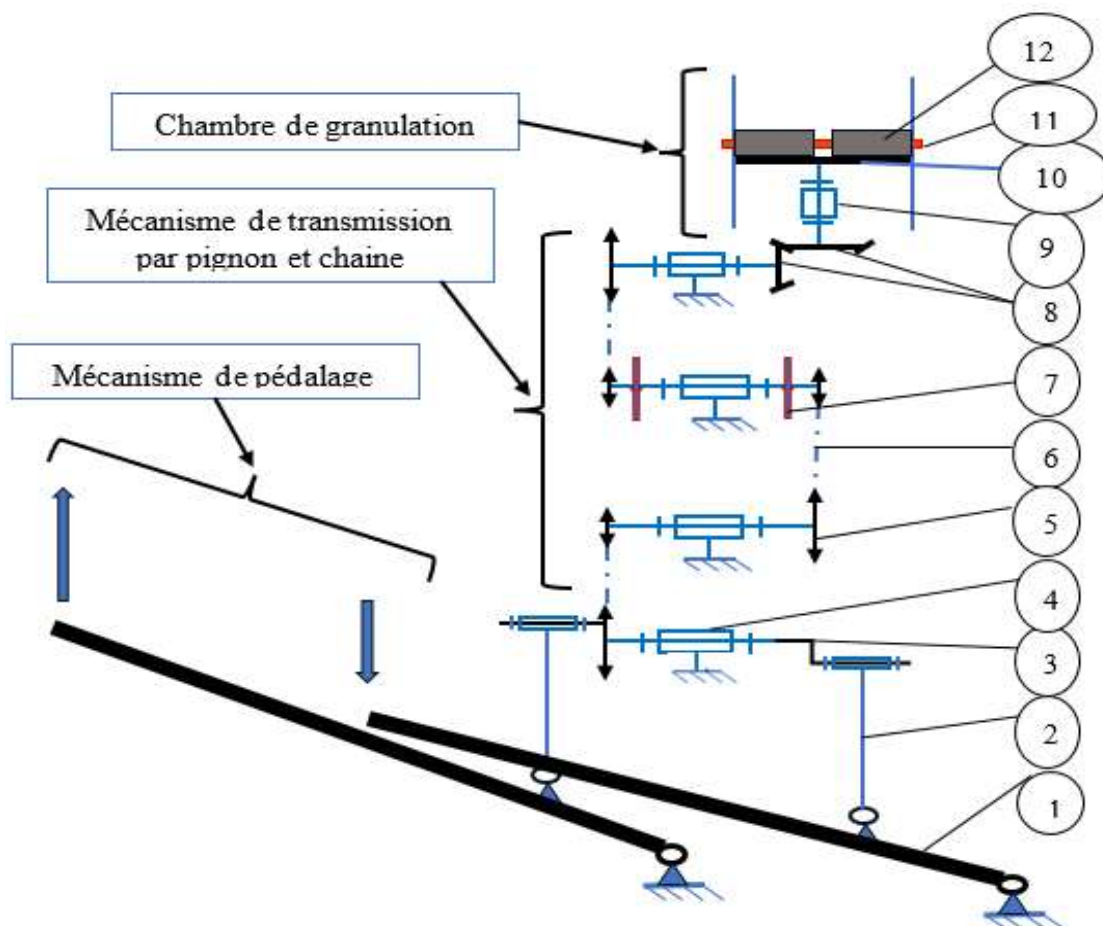
Ce diagramme illustre le fonctionnement d'un pelletiseur en représentant les intrants, le processus de fabrication et les extrants.



2.3. Méthode de conception et modélisation de la machine

À ce stade de l'étude, l'analyse fonctionnelle et l'élaboration du cahier de charges ont permis d'identifier l'ensemble des éléments et composants nécessaires à la conception du pelletiseur de provende à pédale [15]. Il est désormais possible d'aborder la phase de conception et de modélisation, une étape importante dans tout processus de développement d'un système technique [18]. Ce sous chapitre sera donc consacré au dimensionnement des différentes pièces, au calcul dynamique, et au choix des composants standards, en s'appuyant sur les méthodes reconnues de conception mécanique et de modélisation [19].

2.3.1. Vue générale du schéma cinématique de la machine



1 Barre de la pédale	5 Pignon 48 dents	9 Moyeu porte axe matrice
2 Bielle	6 Chaîne	10 Matrice
3 Manivelle (axe1)	7 Contre poids de 10 kg	11 Axe du rouleau presseur
4 Palier	8 Pignon conique	12 Rouleau presseur

Figure 5. Schéma cinématique du mécanisme du pelletiseur

Caractéristiques et forme du granulat

Les caractéristiques du granulat à fabriquer dépendent de l'animal et de la matrice de granulation. Dans cette étude, la machine est dédiée aux éleveurs de vaches laitières. Le granulat aura donc les caractéristiques suivantes :

Diamètre : 6 mm ;
Hauteur : > 3 mm ;

Masse volumique réelle à atteindre : 800 kg/m³ ;
Capacité de production : 80 à 100kg/h [2], [14].

a. Volume des granulés

Le granulé conçu est assimilé à un cylindre plein dont le volume est donné par la formule [12] :

$$V_g = \pi r^2 h \quad (1)$$

b. Masse unitaire du granulat

La masse unitaire est obtenue en multipliant le volume par la masse volumique du granulé [13].

$$m_g = V_g \times \rho \quad (2)$$

c. Débit d'extrusion

Le débit d'extrusion de la matrice est calculé à partir de la capacité prévisionnelle de la machine en kg/h et du poids unitaire du granulat, selon la relation suivante [14] :

$$db_e = \frac{\text{Capacité prévisionnelle de la machine}}{\text{Poids unitaire du granulat}} \quad (\text{en granulat par heure}) \quad (3)$$

2.3.1. Calcul dynamique

a. Simulation du mouvement de la manivelle

Méthode : L'essai est basé sur la manivelle d'une batteuse à riz. La simulation indique qu'un cycle oscillatoire de la manivelle correspond à un tour du pignon menant. La fréquence moyenne de pédalage en conditions normales est estimée à 1,5 cycles/seconde, soit une vitesse de rotation de 90 tr/mn, ce qui reste cohérent avec l'ergonomie humaine [6].

b. Force génératrice initiale

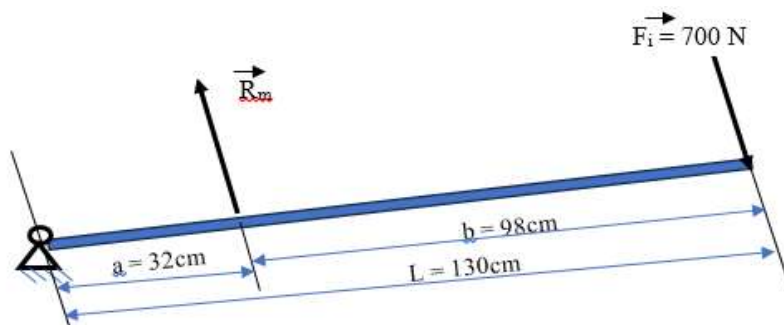


Figure 6. Force génératrice

La force génératrice initiale est celle engendrée par un homme adulte dont, le poids moyen à Madagascar est d'environ 70 kg, qui actionne la machine en appuyant sur la pédale.

L'équilibre d'un solide soumis à des forces impose que la somme des moments soit nulle, ou $\sum \mathbf{M}(\mathbf{F}) = 0$, Ainsi, l'équation s'écrit :

$$(\mathbf{F}_i \times \mathbf{L}) + (\mathbf{R}_m \times \mathbf{a}) = 0 \quad (4)$$

Avec : F_i : Force initiale

R_m : Réaction de la manivelle

L : Longueur de la barre

a : distance entre le pivot de la barre et le point d'application de la réaction R_m

$$R_m = \frac{-F_l \times L}{a} \quad (5)$$

Cette relation illustre le principe fondamental de la statique appliquée aux systèmes mécaniques. Elle permet de dimensionner les composants en prenant en compte les contraintes de torsion et les efforts transmis, afin de garantir la fiabilité du mécanisme [20],[21].

c. Force transmise au levier du pignon P_1 : F_l

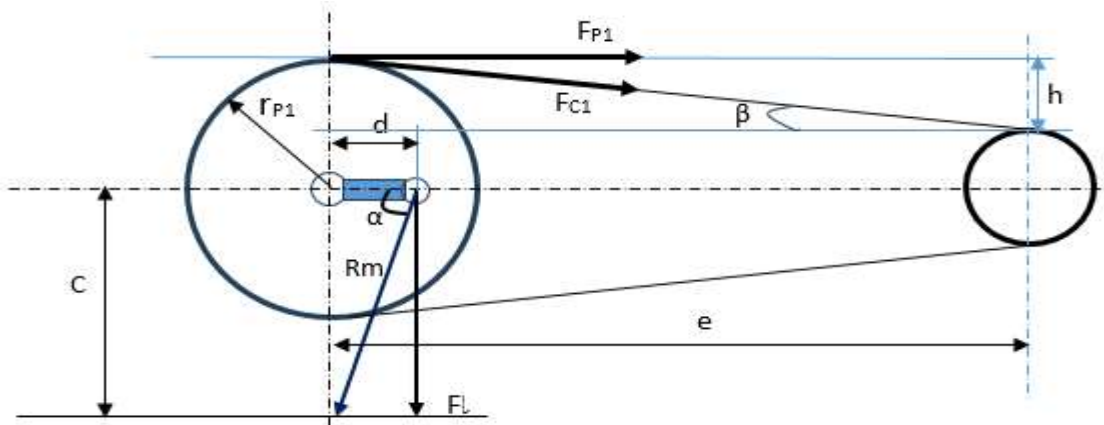


Figure 7. Force transmise au levier

La force **FI** (force du levier)

$$F_l = R_m \sin \alpha \quad (6)$$

Or :

$$\left| \begin{array}{l} H = 25 \text{ cm longueur de la bielle} \\ C = \sqrt{H^2 - d^2} = 24,26 \text{ cm} \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{l} d = 0,06 \text{ m} \\ \sin \alpha = \frac{C}{H} \end{array} \right|$$

d. Force à la tangente du pignon 1 : F_{P1}

$F_l \times d = F_{P1} \times R_{48}$ (équilibre de moment)

$$F_{P1} = \frac{F_l \times d}{R_{48}} \quad (7)$$

Ainsi, la force tangentielle sur le pignon 1 (F_{P1}) est déterminée à partir de l'équilibre des moments, avec **d** pour la distance entre le point d'application de la force et l'axe de rotation, et R_{48} pour le rayon du pignon de 48 dents. Ce principe traduit directement les lois fondamentales de la statique appliquées aux transmissions mécaniques [20],[21].

e. Force transmise à la chaîne

$$F_{C1} = \frac{F_{P1}}{\cos \beta} \quad (8)$$

$$\text{La } \left| \begin{array}{l} h = R_{48} - R_{18} = 0,062 \text{ m} \\ e = 0,42 \text{ m : distance entre deux axes} \end{array} \right| \quad \left| \begin{array}{l} H_2 = \sqrt{e^2 + h^2} : \text{hypoténuse suivant la chaîne} \\ \cos \beta = \frac{e}{H_2} \end{array} \right|$$

force F_{C1} dans la chaîne est ainsi obtenue à partir de l'angle β , correspondant à l'inclinaison de la chaîne par rapport à la direction

horizontale. L'équation exprime l'équilibre entre la force tangentielle appliquée au pignon 1 (F_{P1}) et la force transmise par la chaîne, qui dépend de la géométrie du système. Cette relation illustre le rôle essentiel des transmissions par chaîne dans le transfert efficace de l'énergie mécanique [21],[22].

2.3.2. Calcul des vitesses des pièces en rotation

a. Caractéristiques et choix des pignons

Pas du pignon P = 1,3 cm = 0,013 m

Nombre de dents des pignons : Pignon 1, 48 dents ; Pignon 2, 18 dents ; Pignon 3, 48 dents ; Pignon 4, 18 dents ; Pignon 5, 18 dents ; Pignon 6, 48 dents.

Le rayon d'un pignon r est donné par la formule :

$$r = \frac{Z \times P}{2\pi} \quad \text{avec :} \quad (9)$$

| Z : est le nombre de dents du pignon.

| P : est le pas du pignon.

b. Relation de transmission de vitesse du mécanisme

La vitesse de rotation des pièces en mouvement est déterminée à partir de la formule du rapport de transmission des vitesses angulaires. Ce rapport est déterminé par le rapport des nombres de dents des pignons engagés et donné la formule suivante :

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad (10)$$

- N_1 est le nombre de dents du pignon moteur (celui qui entraîne la chaîne),
- N_2 est le nombre de dents du pignon mené (celui qui est entraîné par la chaîne).
- W_1 est la vitesse angulaire du pignon moteur
- W_2 est la vitesse du pignon mené

<i>Pignon 1 et 2 : reliés par chaîne</i>	<i>Pignon 2 et 3 : fixés sur un même axe</i>	<i>Pignons 3 et 4 : reliés par chaîne</i>
Vitesse angulaire du pignon 1 : W_1 = 9,42 Rad/s	Vitesse angulaire du pignon 2 : W_2	Vitesse angulaire du pignon 3 : W_3
Vitesse angulaire du pignon 2 : W_2	Vitesse angulaire du pignon 3 : W_3	Vitesse angulaire du pignon 4 : W_4
Relation : $W_2 = W_1 \times \frac{N_1}{N_2}$	Relation : $W_3 = W_2$	Relation : $W_4 = W_3 \times \frac{N_3}{N_4}$

c. Vitesse linéaire

La vitesse linéaire v d'un point situé sur la circonférence d'un disque en rotation est donnée par la formule suivante :

$$v = \omega \times r \quad \text{où} \quad (11)$$

- v est la vitesse linéaire (en mètres par seconde, m/s),
- ω est la vitesse angulaire du disque (en radians par seconde, rad/s),
- r est le rayon du disque (en mètres), avec :

$$r = \frac{N \times P}{2\pi} \text{ où} \quad (12)$$

- r est le rayon primitif du pignon (en mètres ou millimètres),
- N est le nombre de dents du pignon,
- P est le pas du pignon (la distance entre deux dents successives, mesurée sur le cercle primitif, en mètres ou millimètres),
- π est la constante mathématique.

Cette relation exprime que la vitesse linéaire est proportionnelle à la vitesse angulaire et au rayon primitif du pignon. Ces équations constituent la base du dimensionnement des transmissions par pignons et chaînes, garantissant la précision et l'efficacité des systèmes mécaniques [22], [23].

2.3.3. Calcul des moments

Pour qu'un disque soumis à deux forces tangentielles soit en équilibre statique, la somme des moments des forces appliquées par rapport à l'axe de rotation doit être égale à zéro.

Soit deux forces tangentielles F_1 et F_2 appliquées à des distances respectives r_1 et r_2 de l'axe de rotation, et dans des directions opposées (ce qui signifie que leurs moments de force sont de signes opposés). L'équilibre des moments s'exprime par :

$$M_1 + M_2 = 0 \quad (13)$$

Avec, $M_1 = F_1 \times r_1$ est le moment de la force F_1 , et $M_2 = F_2 \times r_2$ est le moment de la force F_2 .

$$\text{Pour l'équilibre : } F_1 \times r_1 = F_2 \times r_2 \quad (14)$$

Cette relation fondamentale de la statique permet de calculer les valeurs des forces et des moments dans les mécanismes de transmission [20], [21].

2.3.4. Puissance transmise à la matrice

Puissance nécessaire = Moment de torsion de l'arbre de la matrice $\times$ vitesse de rotation de la matrice

$$P_m = M(t)_6 \times W_6 \quad (15)$$

2.3.5. Calcul de la puissance de granulation

La compression de la matière d'œuvre sur la matrice doit être exécutée avec 2 rouleaux de diamètre $D_R = 65 \text{ mm}$ et de longueur 90 mm. La viscosité de la matière d'œuvre utilisée est équivalente à $\mu = 30 \text{ Nm/s}^2$ pour les mélanges humides des farines des produits agricoles. Et la profondeur des dents d'engrenage sur le rouleau est de 0,0032 m.

Pour déterminer la puissance nécessaire à la granulation, la relation de la force de granulation et de la vitesse linéaire de la matrice est utilisée. Le Tableau 2 suivant regroupe les équations fondamentales décrivant les relations entre contraintes, forces et puissance nécessaires à la granulation.

Tableau 2. Formules de calcul des paramètres mécaniques liés à la granulation dans le pelletiseur à pédale

Désignation	Formule	Définition du composant
Force de la granulation : F_g	$F_g = \tau \times S_M$	τ : Contrainte de cisaillement agissant au point de contact rouleau-matrice S_M : Surface de la matrice
Contrainte de cisaillement : τ	$\tau = \mu \times \gamma$	μ : Viscosité de la matière d'œuvre γ : Taux de cisaillement du matériau d'alimentation
Taux de cisaillement du matériau d'alimentation : γ	$\gamma = \frac{V_m}{P}$	V_m : Vitesse linéaire de la matrice P : Profondeur de la dent de la matrice
Puissance nécessaire à la granulation : P_g	$P_g = F_g \times V_m$	

Ces relations mettent en évidence que la puissance de granulation dépend directement de la contrainte de cisaillement appliquée au contact rouleau-matrice, et de la vitesse linéaire de la matrice. L'intégration des paramètres visqueux du matériau et de la profondeur des dents permet d'optimiser le processus.

Par contre, pour vérifier que le mécanisme proposé répond à ce critère de puissance, cette méthode sera vérifiée par la formule de la puissance transmise à la matrice : $P_g \leq P_m = M(t) \times W_6$. Cette vérification garantit que la puissance mécanique transmise est suffisante pour assurer une granulation efficace [13], [21], [22].

2.3.6. Dimensionnement des pièces travaillants

a. Dimensionnement de la matrice

Méthode de calcul du nombre des trous de la matrice : nous supposons qu'à chaque passage du rouleau compresseur sur un trou de la matrice, cette action extrude 1 mm de matière première. Pour extruder 30 mm de granulat, le rouleau passe 30 fois sur un trou. Pour cette conception, on prévoira 2 rouleaux, donc cela nécessitera 15 tours de matrice par granulat, pour une vitesse maximale de 240 tours/mn.

$$\text{Vitesse d'extrusion} \geq \frac{(\text{un granulat/trou}) \times \text{Vitesse de travail estimé}}{\text{Nombre de tours de la matrice par granulat}} (\text{granulat/trou/min}) \quad (16)$$

$$\text{– Nombre de trous de la matrice : } n_t \geq \frac{\text{debit d'extrusion}}{\text{vitesse d'extrusion}} \quad (17)$$

$$\text{– La surface totale nécessaire de la matrice : } S_m \geq S_t \times 4 \quad (18)$$

Le nombre 4 représente les surfaces non percées de la matrice

$$\text{– Diamètre de la matrice : } D_m \geq \sqrt{\frac{4St}{\pi}} \quad (19)$$

Epaisseur de la matrice : La matrice est en acier inoxydable austénitique X5 Cr Ni 18 10. L'épaisseur de la matrice est calculée en utilisant la loi ci-dessous, [22], [24] :

$$e_m \geq k \times D_m \sqrt{\frac{P}{\sigma_y}} \quad (20)$$

ou k : Coefficient de frottement de l'acier 0,2.

D_m : Diamètre de la matrice 196 mm.

P : Pression des rouleaux à travers les trous, supposée au maximum 40 MPa.

σ_y : Limite d'élasticité pour l'acier X5 Cr Ni 18 10 = 200 MPa [25].

– Vitesse linéaire de la matrice

La matrice est fixée à l'arbre moteur n°6, la vitesse de la matrice est donnée par la formule suivante :

$$V_m = r_m \times \omega = \frac{Dm}{2} \times \frac{2\pi N}{60} \quad (21)$$

Avec :

V_m : Vitesse linéaire de la matrice r_m : rayon de la matrice	ω : vitesse angulaire de l'arbre porte-matrice
---	---

Ce dimensionnement permet de garantir la résistance mécanique et l'efficacité de la granulation [13], [21], [22].

b. Dimensionnement de la trémie

La capacité de travail de ce pelletiseur a été estimée au maximum à 100 kg/h. La dimension de la trémie est calculée à partir de cette estimation, avec la simulation des matières premières entrant dans la trémie qui sera fixée à 10 kg à une fréquence de 10 fois par heure. Pour avoir une marge de sécurité, le calcul sera fixé à 15 kg. Pour cela, la trémie a une forme d'un cône tronqué de volume :

$$V_t = \frac{1}{3} \pi H (R^2 + r^2 + rR) \quad (22)$$

$$\text{Avec : } V_t = \frac{\text{Capacité de la trémie en kg}}{\text{Masse volumique du granulat}} \quad (23)$$

H : Hauteur de la trémie

R : Rayon de la grande base de la trémie

r : rayon de la petite base de la trémie

Ainsi, la dimension de la trémie est calculée en fonction de la capacité volumique nécessaire pour assurer une alimentation régulière du pelletiseur. Cette approche de dimensionnement, fondée sur la géométrie et les besoins en potentialité horaire, garantit la continuité du processus de granulation tout en tenant compte de la sécurité opérationnelle [22], [26].

c. Dimensionnement des axes de rotation

Pour déterminer la dimension minimale d'un axe soumis à un couple, la résistance des matériaux (RDM) est utilisée. Le critère de dimensionnement dépend de la résistance élastique du matériau R_e , du moment de torsion appliqué T et du coefficient de sécurité s du matériau étudié.

Dans cette étude, l'axe est soumis à un couple de torsion T . La résistance à la torsion de l'axe est donnée par la formule suivante :

$$\tau_{\max} = \frac{T \times r}{J} \quad (24)$$

Avec :

$\tau_{\max}$ est la contrainte de cisaillement maximale (résistance pratique au glissement).

r est le rayon de l'axe.

J est le moment quadratique de torsion pour un arbre circulaire, donné par :

$$J = \frac{\pi}{32} d^4 \text{ où } d \text{ est le diamètre de l'axe.} \quad (25)$$

La contrainte maximale de cisaillement que l'axe peut supporter est liée à la résistance élastique du matériau. Selon le critère de Tresca (critère de résistance au cisaillement), la contrainte maximale de cisaillement est approximativement $\tau_{\max} = \frac{R_e}{s}$ pour un acier à usage normal avec **Re = 235 MPa** pour tous les calculs et **s = 2**, donc la formule de la condition de résistance devient :

$$\tau_{\max} \geq \frac{T \times r}{J} \quad \text{ou} \quad \frac{R_e}{s} \geq \frac{T \times r}{J} \quad (26)$$

Cette approche garantit que le diamètre de l'axe dimensionné offre une sécurité suffisante contre la rupture en torsion [20], [21], [22].

3. RESULTATS

3.1. Résultat de l'étude de conception

3.1.1. Granulat

Le Tableau 3 ci-dessous présente les principaux paramètres physiques du granulat obtenus lors du dimensionnement du pelletiseur, à savoir le volume unitaire, la masse et le débit d'extrusion.

Tableau 3. Caractéristiques et forme du granulé

N°	Désignation du composant	Annotation	Valeur	Unité
1	Volume du granulat	V_g	$84,8 \times 10^{-8}$	m^3
2	Masse unitaire du granulat	m_g	0,678	g
3	Débit d'extrusion	db_e	2458,21	Granulé/mn

Ces résultats indiquent que le futur pelletiseur produira des granules de masse optimale, avec un débit d'extrusion élevé, garantissant une efficacité de granulation adaptée aux besoins des éleveurs ruraux.

3.1.2. Force nécessaire

Le Tableau 4 suivant présente les principales forces générées et transmises dans le système de pédalage et de transmission du pelletiseur, illustrant l'efficacité de la conversion de l'énergie humaine en énergie mécanique utile.

Tableau 4. Forces transmises dans le mécanisme du pelletiseur à pédale

N°	Désignation des forces et des moments	Annotation	Valeur	Unité
1	Force génératrice initiale	R_m	2843,75	Newton
2	Force transmise au levier du pignon :	P_1	2755,60	Newton
3	Force à la tangente du pignon 1	F_{P1}	1725,72	Newton
4	Force transmise à la chaîne	F_{C1}	1744,42	Newton

Les résultats montrent que la force génératrice initiale est efficacement transmise aux éléments mécaniques, avec une faible perte entre le levier et la chaîne. La force transmise à la chaîne assure la transmission de puissance à la granulation.

3.1.3. Moment des forces du mécanisme de transmission

Le Tableau 5 ci-dessous présente les moments appliqués aux pignons du mécanisme de transmission, permettant d'évaluer la répartition des efforts et la capacité du système à assurer une granulation stable et efficace.

Tableau 5. Moments transmis aux différents pignons du système de granulation du pelletiseur à pédale

N°	Désignation de moment	Annotation	Valeur	Unité
1	Moment sur Pignon 1 (48 dents)	M ₁	173,05	Newton/mètre
2	Moment sur Pignon 2 (18 dents)	M ₂	65,07	Newton/mètre
3	Moment sur Pignon 3 (48 dents)	M ₃	173,05	Newton/mètre
4	Moment sur Pignon 4 (18 dents)	M ₄	65,07	Newton/mètre
5	Moment sur Pignon 5 (18 dents)	M ₅	65,07	Newton/mètre
6	Moment sur Pignon 6 (48 dents)	M ₆	173,05	Newton/mètre

Les résultats indiquent une alternance entre des moments élevés (≈ 173 Nm sur pignons de 48 dents) et réduits (≈ 65 Nm sur pignons de 18 dents), traduisant l'effet du rapport de transmission. Cette répartition homogène des charges optimise le rendement mécanique, limite l'usure des composants et confirme l'efficacité du système de transmission pour garantir une granulation régulière et durable.

3.1.4. Valeur des vitesses angulaires du mécanisme de transmission

Le Tableau 6 ci-après présente les vitesses angulaires des différents pignons constituant le système de transmission.

Tableau 6. Vitesses angulaires des pignons dans le mécanisme de transmission du pelletiseur à pédale

N°	Désignation de vitesse	Annotation	Valeur	Unité
1	Vitesse angulaire du pignon 1	W ₁	12,56	Rad/s
2	Vitesse angulaire du pignon 2	W ₂	25,12	Rad/s
3	Vitesse angulaire du pignon 3	W ₃	25,12	Rad/s
4	Vitesse angulaire du pignon 4	W ₄	66,98	Rad/s
5	Vitesse angulaire du pignon 5	W ₅	66,98	Rad/s
6	Vitesse angulaire du pignon 6	W ₆	25,12	Rad/s

Les résultats révèlent une multiplication progressive de la vitesse angulaire, atteignant un maximum sur les pignons 4 et 5. Cette accélération assure une compression homogène des provendes par la matrice, tout en confirmant que la transmission mécanique optimise la conversion de l'énergie humaine en puissance utile pour la granulation.

3.1.5. Puissance transmise à la matrice

La valeur suivante présente la puissance transmise à la matrice du pelletiseur, obtenue par le produit du moment de torsion appliqué et de la vitesse angulaire correspondante ($P_m = M(t)_6 \times W_6$).

$$P_m = 4347,016 \text{ W}$$

La puissance disponible de 4347,016 W excède largement la puissance minimale requise pour la granulation, estimée à environ 1500 W. Cette marge énergétique garantit non seulement la faisabilité mécanique du procédé, mais aussi une stabilité opérationnelle, même en cas de variations de la qualité ou de l'humidité des provendes.

3.1.1. Puissance nécessaire à la granulation

D'après les calculs précédents, la puissance nécessaire à la granulation est :

$$P_g = 1532,92 \text{ W}$$

Cette puissance représente l'énergie mécanique nécessaire en continu au point de contact rouleau-matrice pour extruder et former les granulés selon les hypothèses retenues.

Vérification : La puissance totale générée par le mécanisme ($P_m = 4347,016 \text{ W}$) est significativement plus élevée que la puissance nécessaire pour la granulation. Cette différence indique que la disponibilité d'une puissance excédentaire permet également d'assurer un fonctionnement stable et fiable du mécanisme.

3.1.2. Dimensions des pièces travaillantes

3.1.6.1. Dimension de la trémie

Pour le choix, le grand rayon $R = 30 \text{ cm}$ et le petit rayon $r = 20 \text{ cm}$ est posé pour calculer la hauteur H . Et d'après le calcul, nous avons $H = 31,75 \text{ cm}$ et prenons pour le bien de la conception $H = 32 \text{ cm}$

3.1.6.2. Dimension de la matrice et vitesse

Le Tableau 7 suivant regroupe les principaux paramètres dimensionnels et fonctionnels de la matrice, essentiels pour assurer une extrusion régulière, une résistance mécanique adéquate et une production de granulés conforme aux exigences des éleveurs laitiers.

Tableau 7. Paramètres géométriques et cinématiques de la matrice du pelletiseur à pédale

N°	Désignation	Annotation	Valeur	Unité
1	Vitesse d'extrusion	V_e	≥ 16	Granulat/trou/mn
2	Nombre de trous de la matrice	N_t	$\geq 221,63$	Trous
3	Section d'un trou	s	$\geq 0,00002826$	m^2
4	Surface totale des trous	S_t	$\geq 0,006782$	m^2
5	Surface totale de la matrice	S_m	$\geq 0,02713$	m^2
6	Diamètre de la matrice	D_m	$\geq 0,186 (D_m = 196 \text{ mm})$	m
7	Épaisseur de la matrice	e_m	$\geq 17,53 (e_m = 20 \text{ mm})$	mm
8	Vitesse de la matrice	V_m	2,46	m/s

Les résultats montrent que le dimensionnement de la matrice (diamètre 196 mm, épaisseur 20 mm) et la vitesse d'extrusion (≥ 16 granulés/trou/min) garantissent une productivité optimale et une bonne durabilité mécanique. La surface totale des trous, associée à la vitesse de 2,46 m/s, assure une extrusion homogène et continue, confirmant l'adéquation technique du prototype aux besoins des éleveurs ruraux.

3.1.6.3. Dimension des axes

Les dimensions réelles et ajustées des axes soumis à des moments de torsion sont présentées dans le Tableau 8 ci-dessous, ce qui permet d'évaluer leur résistance mécanique et leur conformité aux normes de sécurité et de longévité.

Tableau 8. Dimensionnement des axes soumis aux moments de torsion dans le mécanisme du pelletiseur à pédale

N°	Condition de calcul	Désignation des axes	Annotation	Valeur réelle	Valeur sur marge	Unité
1	Axes soumis à des moments de torsion $T = 173 \text{ Nm}$	Axe du pignon 1,3 et 6	d	24,69	≥ 25	mm
2	Axes soumis à des moments de torsion $T = 65,07 \text{ Nm}$	Axe du pignon 2,4 et 5	d	17,8	≥ 20	mm

Le résultat montre que la valeur sur marge ($\geq 25 \text{ mm}$ et $\geq 20 \text{ mm}$) garantit une résistance adéquate aux efforts de torsion et assurant la fiabilité du système de transmission.

4. DISCUSSIONS

4.1. Caractéristiques et forme du granulat

Les résultats obtenus montrent que le granulé produit par le pelletiseur présente un volume de $84,8 \times 10^{-8} \text{ m}^3$ et une masse unitaire de 0,678 g, correspondant à des granules de taille et de densité appropriées pour l'alimentation des vaches laitières. De plus, le débit d'extrusion, estimé à 2458 granules par minute, témoigne d'une efficacité élevée du système.

Ces paramètres démontrent la capacité du prototype à répondre aux besoins énergétiques et nutritionnels des bovins en garantissant des granules homogènes et faciles à consommer [13]. Le débit élevé confirme également l'adéquation entre la puissance mécanique disponible et les objectifs de productivité des petits et moyens éleveurs [2].

Toutefois, les calculs reposent sur des hypothèses théoriques, notamment en ce qui concerne la viscosité et l'humidité du matériau. Ces dernières influencent fortement la qualité finale des granules [14]. Une variation de ces paramètres pourrait réduire la durabilité et la densité du produit.

Cette phase de conception n'intègre pas encore des tests expérimentaux en conditions réelles, essentielles pour valider la performance annoncée et mesurer la fatigue des opérateurs sur le long terme [27]. Une évaluation ergonomique et socio-économique reste également nécessaire pour confirmer l'adoption du prototype en milieu rural.

4.2. Force et moment du mécanisme

Les résultats révèlent que la force génératrice initiale (2843,75 N) est transmise de manière efficace au levier et à la chaîne, avec une perte relativement faible, car la force finale disponible reste de 1744,42 N. Cette efficacité de transmission confirme que l'énergie humaine peut être exploitée pour générer une puissance suffisante à la granulation. Parallèlement, la répartition des moments de torsion démontre une alternance entre des valeurs élevées ($\approx 173 \text{ Nm}$ pour les pignons de 48 dents) et réduites ($\approx 65 \text{ Nm}$ pour les pignons de 18 dents), traduisant une bonne adaptation du rapport de transmission. Le système mécanique présente une cohérence remarquable, avec un rendement élevé et une distribution équilibrée des efforts, ce qui limite l'usure et assure une durabilité accrue [12].

Cependant, ces résultats reposent sur des modèles théoriques qui ne tiennent pas compte des pertes réelles dues aux frottements, à la déformation des matériaux et à la fatigue musculaire de l'opérateur [6]. En outre, la principale limite réside dans l'absence de validation expérimentale en conditions de terrain. Or, des tests pratiques sont nécessaires pour confirmer la soutenabilité de ces forces sur la durée et l'impact de la variabilité des matières premières [2], [3].

4.3. Vitesses angulaires des pignons dans le mécanisme de transmission du pelletiseur

Les vitesses angulaires mesurées montrent une progression logique dans le mécanisme de transmission, avec un maximum de 66,98 rad/s observé sur les pignons 4 et 5. Cette multiplication de vitesse favorise la compression homogène des provendes et assure la régularité du processus de granulation. Ces résultats confirment la cohérence du dimensionnement mécanique, garantissant une bonne conversion de l'énergie humaine en énergie utile. La répartition des vitesses optimise le fonctionnement de la matrice et améliore la productivité du pelletiseur [3].

Toutefois, les calculs ne prennent pas en compte les pertes dues aux frottements et à l'usure, ce qui peut réduire la vitesse effective en utilisation réelle [6].

L'absence de validation expérimentale en conditions rurales constitue une limite majeure. Des essais pratiques sont nécessaires pour vérifier la soutenabilité de ces vitesses sur la durée et leur impact sur l'ergonomie de l'opérateur [2].

4.4. Puissance transmise à la matrice

La puissance transmise à la matrice (4347,016 W) dépasse largement la valeur minimale requise ($\approx 1500 \text{ W}$), démontrant la faisabilité mécanique et la capacité du système à maintenir une granulation stable, même avec des variations de matières premières [3].

Cependant, ces résultats reposent sur des calculs théoriques n'intégrant pas les pertes dues aux frottements, à l'usure et à l'effort humain réel. Des essais expérimentaux restent indispensables pour confirmer la soutenabilité de cette puissance en conditions rurales [2].

4.5. Puissance nécessaire à la granulation

La puissance nécessaire à la granulation (1532,92 W) est largement inférieure à la puissance disponible générée par le mécanisme (4347,016 W). Cette marge excédentaire confirme la faisabilité technique du prototype et garantit une stabilité opérationnelle, même en cas de fluctuations liées à la texture, l'humidité ou la viscosité des provendes [3]. Elle assure aussi une sécurité de fonctionnement et limite les risques d'arrêt du processus [2].

Cependant, ce calcul repose sur des hypothèses idéalisées, sans intégrer les pertes énergétiques dues aux frottements, à l'usure mécanique et à l'effort humain réel. Des validations expérimentales restent nécessaires pour confirmer la longévité du pédalage prolongé en conditions rurales [6].

4.6. Dimensionnement des pièces travaillantes

Les résultats de dimensionnement démontrent une cohérence technique entre les différents composants du pelletiseur. La trémie, avec une hauteur de 32 cm, offre une capacité suffisante pour un approvisionnement régulier en matières premières, améliorant la continuité du processus de granulation. La matrice, dimensionnée avec un diamètre de 196 mm et une épaisseur de 20 mm, permet d'assurer à la fois la résistance mécanique et une vitesse d'extrusion homogène supérieure à 16 granulés/trou/min. Le nombre total de trous (≥ 222) et la vitesse de rotation de 2,46 m/s garantissent une productivité adaptée aux besoins des petits éleveurs laitiers [3].

Enfin, les axes soumis aux moments de torsion présentent des diamètres conformes aux marges de sécurité, assurant une durabilité mécanique et limitant les risques de défaillance [2].

Malgré ces atouts, le dimensionnement repose sur des hypothèses théoriques simplifiées. Par exemple, l'usure des matériaux, la variation de l'humidité des provendes et la qualité de l'acier utilisé pour la matrice et les axes ne sont pas encore intégrées dans les calculs [6].

L'absence de validation expérimentale constitue une limite majeure. En pratique, la fatigue de l'opérateur, les pertes dues aux frottements et l'environnement rural (poussière, humidité) peuvent affecter la performance et la durabilité des pièces dimensionnées [27]. Ainsi, des essais sur prototypes réels sont indispensables pour confirmer la robustesse et l'ergonomie du système.

5. CONCLUSION

L'élevage laitier dans la région de Vakinankaratra joue un rôle central dans l'économie locale, mais il est confronté à des difficultés structurelles, notamment le manque d'équipements de granulation adaptés aux petits éleveurs. Face à ce constat, cette étude propose la conception et le dimensionnement d'un pelletiseur fonctionnant à pédale, fondé sur une méthodologie combinant analyse fonctionnelle, calculs de résistance des matériaux et modélisation mécanique des efforts transmis.

Les principaux résultats montrent que la puissance mécanique disponible par pédalage ($P_m = 4347$ W) est largement supérieure à la puissance nécessaire à la granulation ($P_g = 1532,92$ W), garantissant la faisabilité énergétique du procédé.

Le dimensionnement de la matrice (196 mm de diamètre et 20 mm d'épaisseur), associé à une vitesse d'extrusion supérieure à 16 granulés/trou/min, assure une production continue et stable. Les axes et pignons dimensionnés respectent les marges de sécurité, confirmant la robustesse du mécanisme et la durabilité attendue.

Ces résultats valident les hypothèses formulées dans l'introduction : d'une part, l'énergie humaine est suffisante pour couvrir les besoins énergétiques de la granulation ; d'autre part, le dimensionnement des pièces critiques garantit une conception réalisable et fiable pour un usage rural.

Cependant, cette étude présente des limites, car elle reste théorique et fondée sur des hypothèses idéalisées. Les paramètres liés à l'humidité des provendes, à l'usure mécanique ou à la fatigue de l'opérateur n'ont pas encore été intégrés.

En perspective, la réalisation d'un prototype et son expérimentation en conditions réelles permettront de confirmer ces résultats, d'optimiser l'ergonomie et d'adapter le système aux contraintes des éleveurs ruraux, renforçant ainsi son potentiel comme solution durable et accessible.

RECONNAISSANCE

L'auteur remercie tout particulièrement l'Ecole Doctorale Sciences et Techniques de l'Ingénierie et de l'Innovation, l'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo, l'Université d'Antananarivo, ainsi que l'Institut Supérieur de Technologie d'Ambositra, dont le soutien institutionnel a été déterminant dans la réalisation de ce travail.

REFERENCES

- [1] Penot, E., Duba, G., Salgado, P., & Dugué, P. (2016). *Capacités d'adaptation des exploitations laitières des hautes terres de la province du Vakinankaratra à Madagascar : impacts de la crise de 2009*. Revue d'élevage et de médecine vétérinaire des pays tropicaux, 69(1), 19–31.
- [2] FAO. (2021). *Livestock feeding strategies for smallholder farmers in Sub-Saharan Africa*. Rome : Food and Agriculture Organization of the United Nations.
- [3] Thomas, M., van der Poel, A. F. B., & Behnke, K. C. (2020). *Pelleting technology and its influence on feed particle size, durability and nutritional value*. Wageningen : Academic Publishers.
- [4] Nyssen, J., Haile, M., & Descheemaeker, K. (2022). *Sustainable rural mechanization in Africa: Opportunities and challenges*. Agricultural Systems, 197, 103376.
- [5] Prespa, Y., Gyuricza, C., & Fogarassy, C. (2020). *Farmers' attitudes towards the use of biomass as renewable energy*, A case study from Southeastern Europe. Sustainability, 12(10), 4085.
- [6] Balkrishna, R., & Shrivastava, R. (2019). *Ergonomic considerations in design of agricultural equipment: A review*. Journal of Agricultural Engineering, 56(2), 45–54.
- [7] Madagascar-Tribune. (2022, 12 septembre). *L'État va importer 1 000 vaches laitières, selon le ministre de l'Agriculture*. Madagascar-Tribune.
- [8] Mendez del Villar, P., Rakotofiringa, H. Z., Randriamihary, F. S. E. J., Autfray, P., & Bélières, J.-F. (2020). *Étude chaîne de valeur Maïs & Soja Alimentation Animale Analamanga, Itasy et Vakinankaratra. Augmentation de l'offre en maïs et soja et conditions de contractualisation avec le secteur de production d'aliments pour l'élevage* (Rapport Cirad).
- [9] The plus side of pelleting in dairy nutrition., (2024). Dairy Global. <https://www.dairyglobal.net/health-and-nutrition/nutrition/the-plus-side-of-pelleting-in-dairy-nutrition/>, consulté le mois Aout 2025
- [10] Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO). (2011). *Towards sustainable agriculture and rural development in the Ethiopian highlands*. FAO.
- [11] McDaniel, J., Durstine, J. L., & Hand, G. A. (2020). *Exercise physiology: Energy, nutrition, and human performance*. Human Kinetics.
- [12] Kaliyan, N., & Morey, R. V. (2009). *Factors affecting strength and durability of densified biomass products.*, Biomass and Bioenergy, 33(3), 337–359.
- [13] Thomas, M., van der Poel, A. F. B., & Behnke, K. C. (2020). *Pelleting technology and its influence on feed particle size, durability and nutritional value.*, Wageningen Academic Publishers.

- [14] Tumuluru, J. S. (2019)., *Effect of process variables on the density and durability of biomass pellets made from high moisture corn stover.*, Applied Engineering in Agriculture, 35(3), 421–432.
- [15] AFNOR. (1993). *Norme NF X 50-150 : Analyse fonctionnelle – Expression fonctionnelle du besoin*. Paris : Association Française de Normalisation.
- [16] Miles, L. D. (1972). *Techniques of Value Analysis and Engineering*. New York : McGraw-Hill.
- [17] Ross, D. T., & Schoman, K. E. (1977). *Structured analysis for requirements definition.*, IEEE Transactions on Software Engineering, SE-3(1), 6–15.
- [18] Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K. H. (2021)., *Engineering design : A systematic approach (3rd ed.)*, Springer.
- [19] Ulrich, K. T., & Eppinger, S. D. (2016). *Product Design and Development (6th ed.)*. New York : McGraw-Hill.
- [20] Beer, F. P., Johnston, E. R., Mazurek, D. F., & Eisenberg, E. R. (2017). *Mechanics of materials (7th ed.)*. New York : McGraw-Hill Education.
- [21] Hibbeler, R. C. (2016). *Engineering mechanics: Statics (14th ed.)*. Pearson Higher Education.
- [22] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design (10th ed.)*. New York : McGraw-Hill Education.
- [23] Norton, R. L. (2013). *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines (5th ed.)*. New York : McGraw-Hill.
- [24] Tresca, H. (1879)., *Mémoire sur l'écoulement des corps solides soumis à de fortes pressions*. Comptes Rendus de l'Académie des Sciences de Paris, 88, 915–918.
- [25] Thyssenkrupp. (2023). *Material Data Sheet: Stainless Steel 1.4301 / AISI 304.*, Thyssenkrupp Materials International. Disponible sur https://ucpcdn.thyssenkrupp.com/_legacy/UCPthyssenkruppBAMXUK/assets.files/material-data-sheets/stainless-steel/stainless-steel-1.4301-304.pdf
- [26] Groover, M. P. (2020). *Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems (7th ed.)*. Hoboken, NJ:Wiley.
- [27] Nyssen, J., Haile, M., & Descheemaeker, K. (2022). *Sustainable rural mechanization in Africa: Opportunities and challenges.*, Agricultural Systems, 197