

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL

UNIVERSITÉ CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIES



PROJET DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

Titre :

Gm. 0128

**CONCEPTION D'UNE MACHINE MANUELLE
À DÉCORTIQUER ET À MOUDRE LE MIL**

Auteur : Arona GUEYE

Directeur : Papa MBOUP, ing. Ph. D.

Co-directeur : Ngor SARR, ing.m.Sc.

DATE : juillet 1996

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier toutes les personnes qui ont contribué au bon déroulement de cette étude .

Je pense à mon directeur de projet Mr Papa MBOUP pour toute la documentation qu'il a eu à m'indiquer ou à me prêter, et surtout pour ses conseils techniques,

à mon codirecteur de projet Mr Ngor SARR pour les démarches effectuées dans le but de réaliser un prototype d'essai .

Je ne pourrais oublier les techniciens du PAMEC, de FONGS / ADT, l'ITA et la SISMAR pour tous leurs apports techniques .

SOMMAIRE

Le but de ce travail est d'étudier d'abord les deux techniques de décorticage et de mouture du mil . Il revient ensuite de penser à un nouvel arrangement d'éléments connus par la conception d'une machine manuelle qui regroupe ces deux opérations effectuées actuellement par deux machines séparées .

Le travail est, en effet, basé sur une analyse de l'existant qui a permis de générer des solutions . Celles-ci ont fait l'objet d'une étude de praticabilité et la solution qui répondait le mieux aux critères d'évaluation définis, a été calculée, conformément aux données et restrictions établies . Les dimensions sont déterminées sur la base de la puissance fournie par une personne .L'étude s'est terminée par un devis estimatif pour la construction d'un prototype et des recommandations relatives à la réalisation de la machine proposée .

REMERCIEMENTS	i
SOMMAIRE	ii

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 : ÉTUDE DE L'EXISTANT	2
1-1 Description des techniques de décortilage et de mouture	2
1-1-1 Méthode traditionnelle.....	2
1-1-2 Méthode artisanale.....	3
1-1-3 Méthode industrielle	3
1-2 Études de quelques techniques de décortilage et de mouture	3
1-2-1 Décortiqueur de type Engelberg	3
1-2-2 Décortiqueur à abrasion par disques verticaux.....	4
1-2-3 Technique de mouture.....	4
1-2-3-1 Moulins à meules.....	4
1-2-3-2 Moulins à marteaux	5
1-3 Différents types de broyage.....	5
CHAPITRE 2 : DÉFINITION DU PROBLÈME	6
2-1 Définition du problème	6
2-2 Données relatives aux décortiqueurs et moulins manuels	7
2-2-1 Décortiqueurs manuels	7
2-2-2 Moulins manuels	7
2-3 Restrictions	7
2-4 Objectifs.....	8
2-5 Critères d'évaluation	9

CHAPITRE 3 GÉNÉRATION DE SOLUTIONS	9
3-1 Solution n°1	9
3-2 Solution n°2.....	11
3-3 Solution n°3	12
CHAP 4 ÉTUDE DE PRATICABILITE	14
CHAP 5 CALCULS DES ÉLÉMENTS	15
DE LA MACHINE PROPOSÉE	
5-1 Mécanisme à 4 membrures : Manivelle - Balancier	16
5-2 Conception de l'engrenage cylindrique droit.....	20
5-3 Calculs des couples de torsion résistants.....	30
5-4 Dimensions de l'embrayage.....	34
5-5 Ressort d'embrayage.....	36
5-6 Ressort de rappel du plateau mobile.....	42
5-7 Design de la vis de transmission.....	45
5-8 Choix des roulements.....	51
5-9 Calcul de la déflexion du plateau fixe.....	56
5-10 Conception du bâti.....	57
5-10-1 Dimensions - chambre de décorticage.....	57
5-10-2 Forme général du bâti.....	58
5-11 Devis estimatif pour la construction du prototype.....	59
CONCLUSION et RECOMMANDATIONS	60
BIBLIOGRAPHIE	62
ANNEXE A : caractéristiques des matériaux et facteurs de calcul.....	63
ANNEXE B : répertoire de moulins et de décortiqueuses.....	64

INTRODUCTION

Les décortiqueuses et les moulins ont toujours contribué à la politique alimentaire du gouvernement sénégalais qui a revalorisé les céréales locales (mil , sorgho , maïs ...). Elles constituent une base alimentaire surtout pour les populations rurales .

Les bouleversements économiques qui ont suivi la dévaluation du franc cfa constituent un des signes précurseurs de cette tendance politique . L'enjeu est resté de taille et on assiste alors au développement d'un commerce florissant de produits céréaliers transformés dans le marché local.

La conception et la réalisation de décortiqueuses et de moulins deviennent alors un centre d'intérêt pour les secteurs artisanal et industriel . On compte en effet un nombre important de groupements d'artisans et d'industriels qui se spécialisent dans la fabrication de ces machines de transformation des céréales locales.

Les femmes, à qui sont laissées souvent les pénibles tâches de décortilage et de mouture à l'aide d'un pilon et d'un mortier de bois , sont de plus en plus réticentes . La mécanisation de la transformation des céréales locales pourrait contribuer dès lors à favoriser davantage leur consommation .

Ceci montre par ailleurs le rôle important joué par ces machines sur le plan socio-économique .

En partant d'abord d'une analyse des techniques de décortilage et de mouture, notre démarche a consisté, ensuite, à penser un nouvel arrangement d'éléments connus . Ces derniers font ensuite l'objet de calcul en vue de déterminer leurs caractéristiques physiques et mécaniques optimum .

CHAPITRE 1 : ÉTUDE DE L'EXISTANT

Dans l'objectif de proposer un nouveau modèle de machine , une analyse de l'existant s'avère dès lors nécessaire et porte sur les aspects qualitatifs et quantitatifs des systèmes mis en oeuvre dans la transformation des céréales locales en général et du mil en particulier . Ceci permettrait alors de s'inscrire dans la mouvance de proposer une nouvelle machine, qui doit s'insérer dans un univers de machines existantes en vue d'une meilleure gestion .

1 - 1 Description des techniques de décortilage et de mouture

Le mil est généralement consommé sous forme de farine ou de semoule .Il subit une première transformation dont les principales étapes sont : le décortilage qui consiste à débarrasser le grain de ses enveloppes et la mouture qui consiste à réduire les grains décortiqués en farine ou en semoule.

Traditionnellement ces deux opérations sont effectuées en utilisant un pilon et un mortier en bois . Par la suite elles ont été mécanisées d'où l'apparition des méthodes artisanales et celles industrielles .

1-1-1 Méthode traditionnelle

Décortilage : Les grains de mil sont lavés à grande eau pour les débarrasser des impuretés . Ils sont décortiqués au mortier et au pilon . L'humidité préalable du grain facilite le décortilage au pilon . La séparation du son et des grains décortiqués est effectuée par vannage et/ou tamisage manuel . Les grains décortiqués sont ensuite lavés pour parfaire la séparation , mais aussi pour éliminer les petites pierres et le sable par l'immersion et le transvasement sélectif [2].

Mouture : Elle représente la seconde phase du pilage et se fait toujours au mortier et au pilon, généralement quelques heures après le lavage du mil décortiqué . Elle comprend plusieurs passages de "mortier-pilon" suivis de tamisage . Le nombre de passages est fonction de l'effort transmis au pilon par l'opérateur et de la finesse désirée du produit final .

1-1-2 Méthode artisanale

Décorticage : Le principe utilisé est l'abrasion par meules ou disques abrasifs . Le décorticage se fait par voie sèche et la séparation est assurée par un système de tamisage incorporé ou non à la décortiqueuse .

Mouture : elle est effectuée généralement avec des broyeurs à marteaux ou à meules.

1-1-3 Méthode industrielle

Le décorticage est basé sur le même principe que celui de la technique artisanale . La mouture est faite par des appareils à cylindres pour la fabrication de semoule ou par des broyeurs à marteaux ou à meules pour la fabrication de farine .

1-2 Étude de quelques techniques de décorticage et de mouture

1-2-1 Décortiqueur de type Engelberg

Il se compose d'un arbre cannelé en fonte tournant à l'intérieur d'un carter muni d'une grille à la base . Le décorticage est effectué par une lame d'acier mobile. Il présente les avantages et les inconvénients suivants :

Les avantages :

- rusticité,
- simplicité d'utilisation et de fabrication,
- adaptation aux petites quantités grâce à sa souplesse d'utilisation,

Les inconvénients :

- forte consommation énergétique (un décortiqueur de 120 à 140 Kg/h nécessite une puissance installée de 12 cv) .
- fournit un grain très brisé
- taux de décortilage (50 à 60 %) * [2].

1-2-2 Décortiqueur à abrasion par disques verticaux

Le décortiqueur est composé de meules abrasives disposées verticalement le long d'un arbre horizontal. Il est très adapté au traitement des céréales dont les grains sont ronds.

Cette technique donne des résultats encourageants et reste l'une des plus performantes .

1-2-3 Techniques de mouture

Deux principes de fonctionnement sont utilisés pour le broyage :

- le broyage par écrasement : moulins à meules
- le broyage par percussion : moulins à marteaux

1-2-3-1 Moulins à meules

Le moulin est composé d'une meule fixe et d'une meule mobile tournant dans un plan vertical ou horizontal . On distingue les moulins à meules métalliques et les moulins à meules de pierre naturelle ou de corindon .

$$* \text{taux de décortilage} = \frac{\text{poids (son + brisures)}}{\text{poids initial}} \times 100$$

Les meules métalliques sont polyvalentes et permettent de moudre le mil même humide . Cependant les meules de pierre naturelle ou de corindon donnent une farine de meilleure qualité .

Ce principe de broyage par écrasement offre la possibilité d'un entraînement manuel.

1-2-3-2 Moulins à marteaux

Le principe du broyeur à marteaux est de pulvériser le grain en farine contre les rebords de la chambre de broyage, sous l'effet de la force centrifuge des marteaux tournant à l'intérieur d'un carter. Ce type de broyeur nécessite des vitesses assez élevées , de l'ordre de 3000 tr/min en général et ne permet pas pour cela un entraînement manuel .

Un avantage de cette technique est sa simplicité de fabrication. Cependant, elle demeure limitée aux céréales assez sèches.

1-3 Différents types de broyage

On note trois types de broyage :

- le broyage à sec (moins de 2 % d'eau dans le produit) ;
- le broyage semi-humide (2 à 25 % d'eau dans le produit final) ;
- le broyage en phase humide ou broyage à voie humide (25 à 100 % d'eau dans le produit) .

Le broyage à voie humide est effectué plus couramment au niveau familial . Les grains décortiqués , lavés dans le but de parfaire la séparation du son et de l'amande conservent une certaine humidité avant la mouture . IL faut noter que cette humidité favorise par ailleurs une phase de fermentation du produit final , qui confère à la farine un goût recherché par la plupart des consommateurs . Cependant cette façon de procéder réduit les possibilités d'une longue conservation .

CHAPITRE 2 : DÉFINITION DU PROBLÈME

2-1 Définition du problème

La transformation des céréales locales effectuée de manière traditionnelle à l'aide d'un pilon et d'un mortier a récemment fait l'objet d'une mécanisation surtout pour les opérations de décortilage et de mouture . Les méthodes artisanales et industrielles ne manquent pas , mais les pénibles tâches de décortilage et de mouture manuelles continuent d'occuper les femmes. Elles leur réservent plus de trois heures par jour . En effet , rares sont les machines qui répondent aux conditions socio-économiques des milieux aussi bien rural qu'urbain .

Il est en outre constaté que les services d'un moulin sont actuellement les plus demandés et que le décortilage , le vannage et / ou tamisage manuels continuent d'être pratiqués . Les femmes, généralement, effectuent le décortilage manuel avant de faire moudre mécaniquement le mil. Les moulins se sont répandus à travers le pays d'une manière plus rapide que les décortiqueuses qui sont restées au désintéressement de la plupart des prestataires de service . Des enquêtes menées dans le bassin arachidier ont montré que 76,3 % des populations ont fait appel au moins au service d'un moulin ou l'utilisent régulièrement alors que 0,6 % seulement de la même population ont utilisé ou utilisent encore les services d'une décortiqueuse.[2].

La préoccupation actuelle de nombreux groupements d'artisans et d'industriels demeure la proposition de nouvelles machines mieux adaptées aux réalités socio-économiques des populations .

La construction de machines compatibles aux revenus et aux exigences des consommateurs devient dès lors un centre d'intérêt sur les plans scientifique, technique et économique .

Toutes ces considérations nous amènent à réfléchir à la conception d'une machine manuelle qui regrouperait les deux opérations de décortiquage et de mouture du mil qui actuellement sont effectuées par deux machines séparées . Ceci constituerait probablement un moyen de renverser la tendance actuelle et d'alléger les contraintes quotidiennes des femmes surtout rurales .

2-2 Données relatives aux décortiqueuses et moulins manuels

2-2-1 Décortiqueuses manuelles

On note un certain nombre de données :

- les disques utilisés sont en Carborundum ou en corindon,
- les quantités traitées sont en moyenne de 4 à 5 kg,
- le décortiquage est discontinu .

2-2-2 Moulins manuels

Les caractéristiques sont les suivantes :

- débit de l'ordre de 10 kg / h ,
- meules de 9 à 10 cm de diamètre ,
- deux à trois passages pour obtenir une farine fine .

2-3 Restrictions

Les restrictions se présentent ainsi :

- la machine peut être destinée au milieu rural (où l'on constate une rareté de pièces de rechange) d'où la nécessité d'une simplicité d'entretien.
- le prix de la machine doit être compatible aux revenus des populations surtout rurales ,

- l'apparence de la machine doit permettre de l'insérer aux autres machines agro-alimentaires existantes ,
- l'entraînement manuel doit être facile ,
- la machine ne doit pas demander un niveau technique assez élevé pour son fonctionnement ,
- le produit final doit répondre aux attentes des consommateurs ,
- le coût d'acquisition de la machine doit être à la portée des groupements féminins .

2-4 Objectifs

La machine devra permettre de résoudre un certain nombre de problèmes actuels. Nous fixons alors les objectifs poursuivis dans ce projet :

- avoir la possibilité d'effectuer le décorticage et la mouture du mil en utilisant une seule machine,
- proposer une machine qui répond aux réalités socio-économiques du pays,
- favoriser la consommation des céréales locales en général et du mil en particulier en réduisant leur temps de transformation au niveau familial .

2-5 Critères d'évaluation

Les objectifs visés permettent de définir les critères d'évaluation des solutions générées . Ils sont ainsi présentés et pondérés :

- simplicité de fabrication----- 45%
- maniabilité----- 25%
- encombrement----- 15%
- durée de vie ----- 15 %

La définition du problème a permis d'identifier un certain nombre de défauts dans la situation actuelle . Les données et les restrictions recensées aident alors à fixer les objectifs et à générer par la suite des solutions.

CHAPITRE 3 : GÉNÉRATION DE SOLUTIONS

L'étude de l'existant qui a consisté globalement, à une analyse des techniques de décortiquage et de mouture a abouti à une synthèse logique de ces systèmes. Ceci a permis la génération de solutions qui permettent d'atteindre les objectifs poursuivis dans ce projet d'ingénierie .

3-1 Solution n° 1

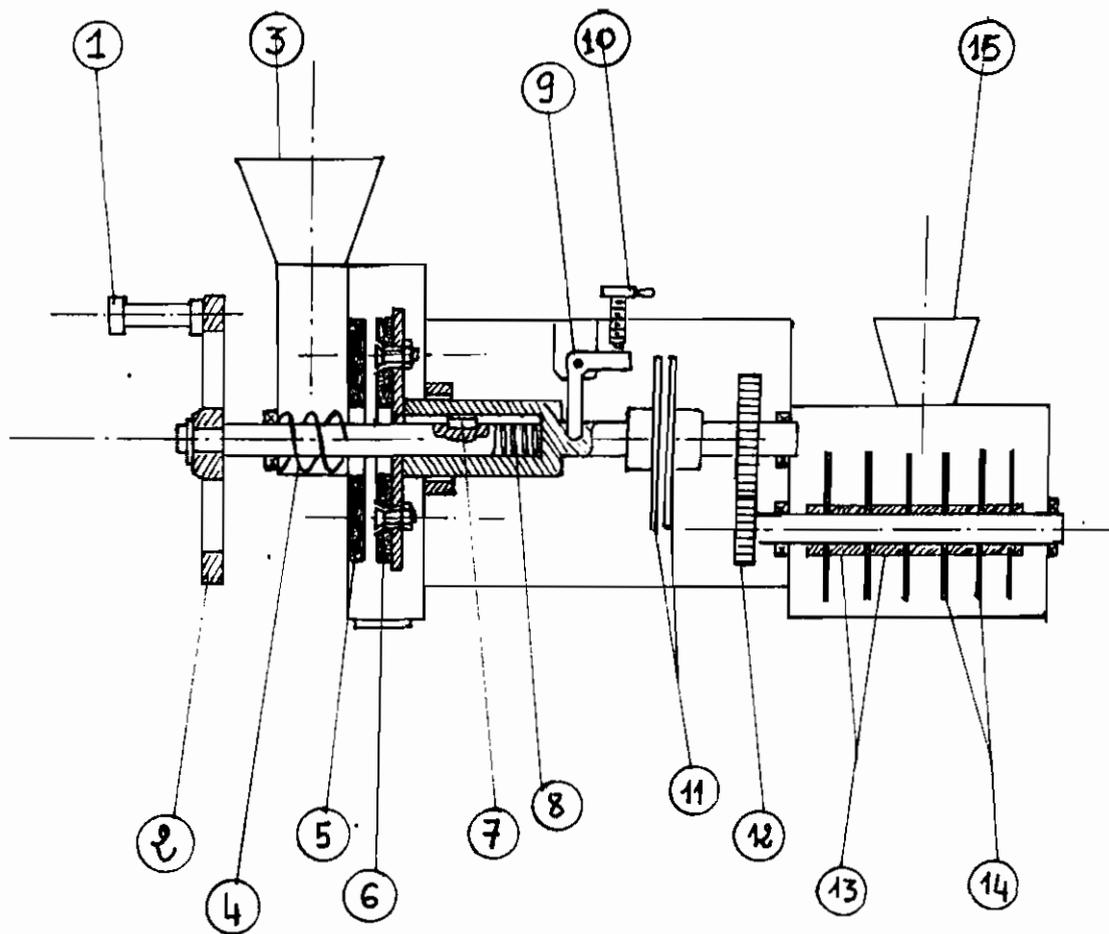


Fig. 3-1

1-manivelle
2-volant
3-trémie (mouture)
4-vis d'Archimède
5-meule fixe
6-meule mobile
7-clavette
8-ressort de rappel

9-levier
10-vis de réglage
11-disques d'embrayage
12-engrénage
13-entretoises
14-meules abrasives
15-trémie (décortiquage)

L'entraînement est effectué grâce la manivelle (1) solidaire du volant (2) La vis d'archimède (4) est alors entraînée et permet de procéder à une admission forcée du mil contenu dans la trémie (3) dans la chambre de broyage composée de deux meules : une fixe (5) solidaire du carter et une autre mobile (6) entraînée par l'arbre . Le support de la meule mobile glisse sur l'arbre guidé par une clavette (7) , et ceci permet de régler l'écartement ou le rapprochement des meules grâce au levier (9) actionné par une vis de réglage (10) . Ce dernier permet d' adopter une position débrayée et de découpler le décortiqueur pendant la mouture .

La position embrayée rend possible le décortilage du mil admis dans la chambre par la trémie (15) . L'opération est assurée par l'ensemble des meules (14) disposées régulièrement le long de l'arbre . L'engrenage (12) permet d'augmenter la vitesse pour effectuer le décortilage .

3-2 Solution n°2

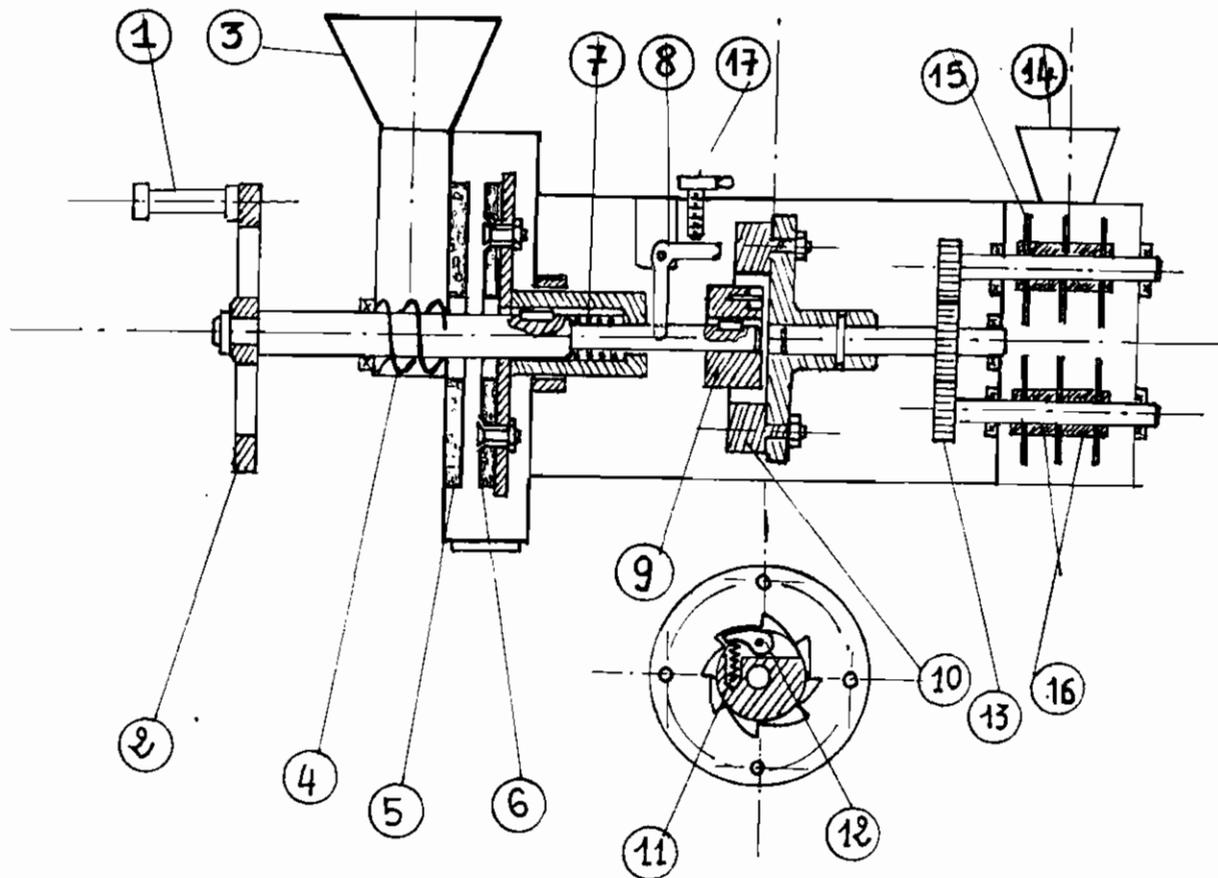


Fig. 3-2

- 1-manivelle
- 2-volant
- 3-trémie (mouture)
- 4-vis d'Archimède
- 5-meule fixe
- 6-meule mobile
- 7-ressort de rappel
- 8-levier
- 9-élément entraînant

- 10-élément entraîné
- 11-ressort
- 12-cliquet
- 13-engrénage
- 14-trémie (décortique)
- 15-meules abrasives
- 16-entretoises
- 17-vis de réglage

Les mêmes principes sont conservés pour le décortique et la mouture . La différence porte sur le système d'embrayage qui est assuré ici par un système de cliquet. Lorsque l'élément (9) tourne dans le sens trigonométrique, l'élément (10) est entraîné avec lui par le cliquet (12) dont le contact avec l'élément (10) est

maintenu par le ressort (11) . L'arbre décortiqueur est ainsi entraîné . Si le sens de rotation change les deux éléments se désengrènent : seule la partie mouture fonctionne , le décortiqueur étant au repos .

3-3 Solution n°3

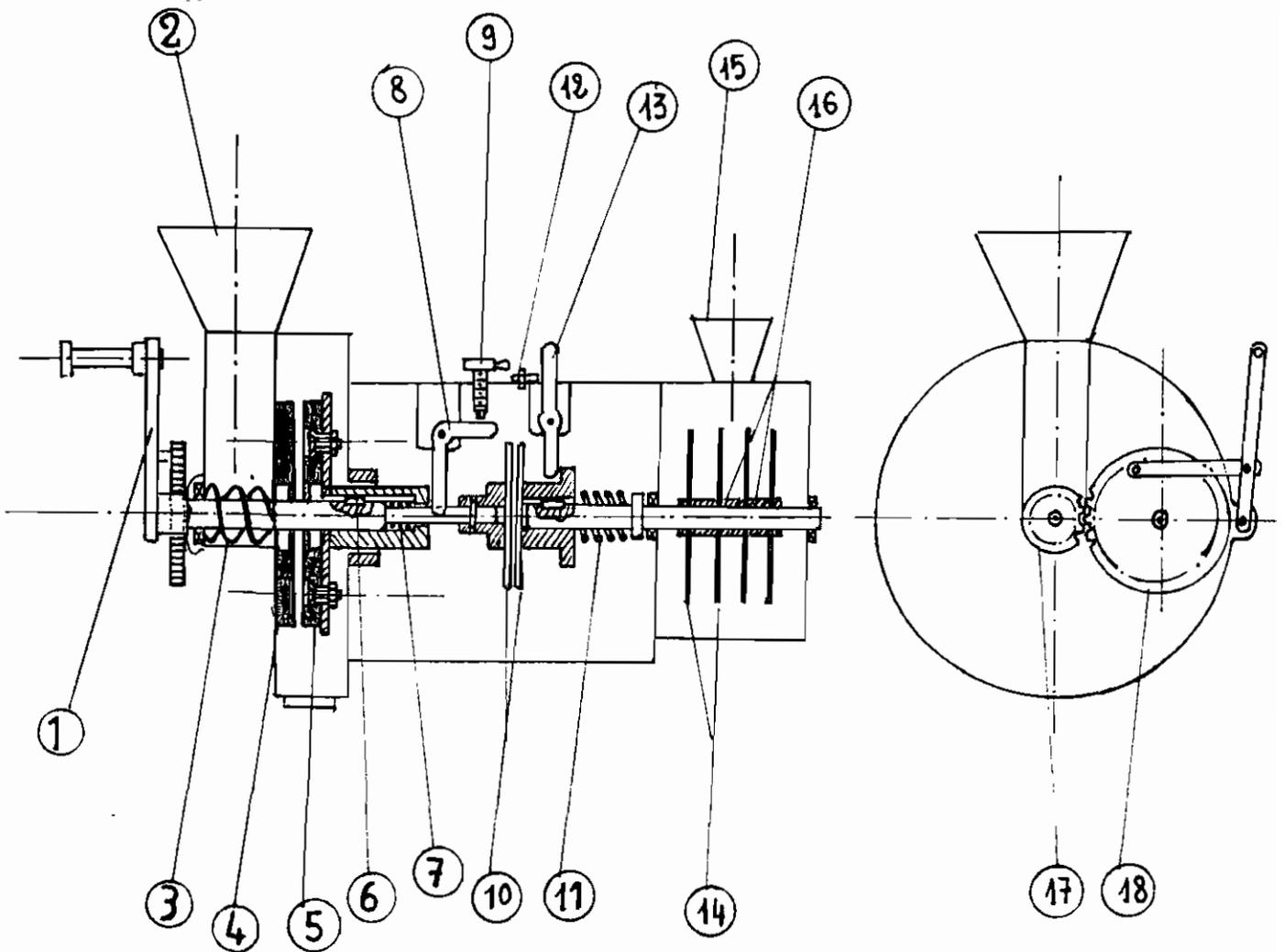


Fig 3 - 3

- 1- balancier
- 2-trémie (mouture)
- 3-vis d'archimède
- 4-meule fixe
- 5-meule mobile
- 6-clavette
- 7-ressort de rappel
- 8-levier de réglage
- 9-vis de réglage

- 10-disques d'embrayage
- 11-ressort de rappel
- 12-crochet
- 13-levier de commande
- 14-meules abrasives
- 15-trémie (décortique)
- 16-entretoises
- 17-pignon
- 18-roue

L'élément moteur est constitué ici par un ensemble manivelle (18) balancier (1). Cette solution permet de régler l'écartement ou le rapprochement des meules (4) et (5), tout en adoptant la position débrayée ou embrayée. Cela est rendu possible grâce à l'utilisation de deux ressorts (7) et (11) pour l'embrayage et le réglage de l'écart de deux meules.

Les mêmes principes de décortilage et de mouture sont adoptés.

La manivelle solidaire de la roue (18) est accouplé à un pignon pour multiplier la vitesse d'entrée.

CHAPITRE 4 : ÉTUDE DE PRATICABILITÉ

L'ensemble des solutions générées sont nécessairement soumises à une étude de praticabilité qui est axée ici d'une part sur les aspects physiques et mécaniques des solutions et d'autre part sur les aspects économiques .

Les différentes solutions sont confrontées les unes aux autres . Il s'agira alors de retenir celle qui répond le plus aux critères pré-définis .

En s'appuyant ainsi sur la simplicité de fabrication des solutions , critère d'évaluation défini précédemment , la solution n°1 l'emporte sur la deuxième dont le système de cliquet pourrait comporter quelques difficultés de fabrication par rapport à la première . On note cependant que les sources d'usure sont plus accentuées dans le premier cas . Étant donné que les vitesses de fonctionnement dans le cas d'un entraînement manuel sont assez basses, cette restriction pourrait être reléguée au second plan .

Comparée aux autres , la solution n°3 devient celle qui offre beaucoup plus de possibilités . En effet la mouture et le décorticage peuvent être effectuées simultanément d'une part et d'autre part la vitesse de fonctionnement est davantage multipliée grâce à son mécanisme de manivelle - balancier accouplé à un engrenage . Il faut souligner qu'un entraînement par balancier devient plus ergonomique qu'un entraînement par manivelle .

Tous ces facteurs nous amènent à considérer cette solution qui fera l'objet de calculs dans la partie suivante .

CHAPITRE 5 :

CALCULS DES FORCES ET DES ÉLÉMENTS DE LA MACHINE

PROPOSÉE

Cette partie porte essentiellement sur les points suivants :

- le mécanisme à quatre membrures : manivelle-balancier
- la conception de l'engrenage cylindrique droit
- le design de la vis de transmission
- le calcul des ressorts
- les dimensions des disques d'embrayage
- le choix des roulements
- les dimensions du bâti

5-1 Mécanisme à quatre membrures : manivelle - balancier

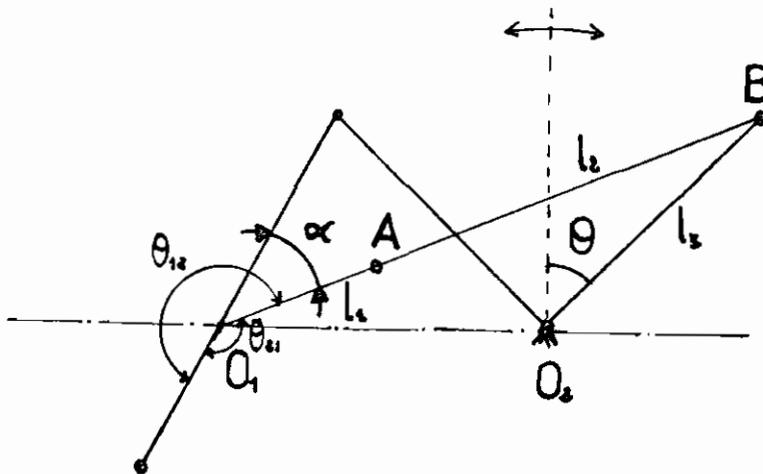


Fig 5-1

$$(O_1O_2 + l_3 \sin \theta)^2 + l_3^2 \cos^2 \theta = (l_1 + l_2)^2$$

$$\Leftrightarrow l_1 + l_2 = \sqrt{((O_1O_2 + l_3 \sin \theta)^2 + l_3^2 \cos^2 \theta)}$$

$$(O_1O_2 - l_3 \sin \theta)^2 + l_3^2 \cos^2 \theta = (l_2 - l_1)^2$$

$$\Leftrightarrow l_2 - l_1 = \sqrt{((O_1O_2 - l_3 \sin \theta)^2 + l_3^2 \cos^2 \theta)}$$

$$l_2 = \frac{1}{2} \left(\sqrt{((O_1O_2 + l_3 \sin \theta)^2 + l_3^2 \cos^2 \theta)} + \sqrt{((O_1O_2 - l_3 \sin \theta)^2 + l_3^2 \cos^2 \theta)} \right)$$

$$l_1 = \sqrt{((O_1O_2 + l_3 \sin \theta)^2 + l_3^2 \cos^2 \theta)} - l_2$$

Application numérique**Données**

On choisit l'angle θ , les longueurs des membrures 0_10_2 et l_3 en fonction de l'encombrement

$$\theta = 45^\circ$$

$$0_10_2 = 85 \text{ mm}$$

$$l_3 = 80 \text{ mm}$$

$$l_2 = \frac{1}{2} \left(\sqrt{(85 + 80 \sin 45^\circ)^2 + 80^2 \sin^2 45^\circ} + \sqrt{(85 - 80 \sin 45^\circ)^2 + 80^2 \cos^2 45^\circ} \right)$$

$$l_2 = 108 \text{ mm}$$

$$l_1 = \sqrt{\left((85 + 80 \sin 45^\circ)^2 + 80^2 \cos^2 45^\circ \right)} - 108$$

$$l_1 = 44,45 \text{ mm}$$

loi de Grashoff

$0_1A = l_1$ (manivelle adjacente à la membrure fixe)

$AB = l_2$ (longueur de la plus longue membrure)

$0_10_2 =$ (membrure fixe)

$0_2B =$ (balancier)

$$l_1 + l_2 = 44,45 + 108 = 152,45$$

$$0_10_2 + 0_2B = 80 + 85 = 165$$

$l_1 + l_2 < 0_10_2 + 0_1B \Rightarrow$ mécanisme manivelle-balancier

Rapport de temps R.T:

$$R.T = \frac{\theta_{12}}{\theta_{21}} = \frac{\pi + \alpha}{\pi - \alpha};$$

$$\alpha = 42^\circ \Rightarrow R.T = \frac{\pi(1 + \frac{42}{180})}{\pi(1 - \frac{42}{180})} = 1,61 \quad R.T = 1,61$$

Détermination graphique de la vitesse du balancier

Données

w_M (vitesse de rotation de la manivelle) = 50 tr/mn

$O_1A = 44,45$ mm

$AB = 108$ mm

$O_1O_2 = 85$ mm

$O_2B = 80$ mm

angle d'entrée = 45°

Polygone des vitesses

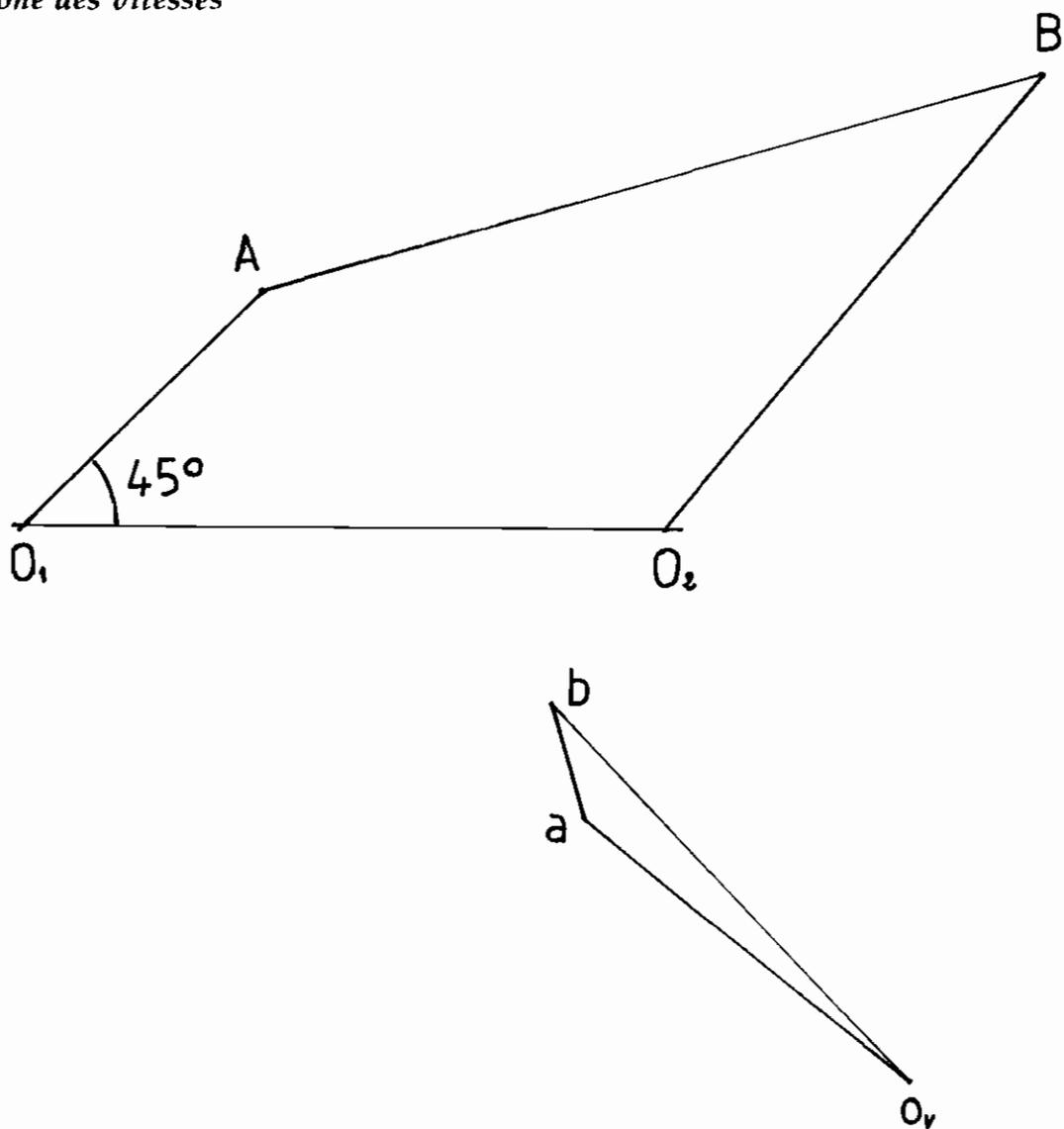


fig. 5-2

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

$$V_A = \omega_1 A \times w_M = 44,45 \times \frac{2\pi \times 50}{60} = 23,274 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$$

V_A connu en sens, en direction et en norme on construit le polygone des vitesses. (voir Fig. 5-2)

$$V_{BA} = \frac{1,18}{3} \times 10 \approx 3,9 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$V_B = \frac{6}{3} \times 10 = 20 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$w_B = \frac{V_B}{O_2 A} = \frac{20 \cdot 10^{-2}}{80 \cdot 10^{-3}} = 2,91 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

La pulsation du balancier connue, on peut calculer la longueur du bras de levier selon la puissance fournie par une personne. Cette puissance varie autour d'une moyenne de 50 W pour des travaux manuels assez légers.

P = puissance fournie par une personne = 50 W

F = force exercée par une personne = 706,32 N (valeur estimative)

$$P = F \cdot r \cdot w_B \Rightarrow r = \frac{P}{F \cdot w_B} = \frac{50}{706,3 \times 2,91} = 2,43 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$r = 243 \text{ mm}$$

5.2 Conception de l'engrenage cylindrique droit

Données :

w_e (vitesse d'entrée) = 50 tr / mm

w_s (vitesse de sortie) = 150 tr / mm

$P_s = 50$ w (puissance fournie par une personne).

Rapport de transmission i

$$i = \frac{w_e}{w_s} = -\frac{50}{150} = -0,33 \quad i = -0,33$$

couple transmis au pignon M_1

$$M_1 = \frac{P_s}{w_s} \cdot K_1$$

soit K_1 (facteur d'application de la charge) = 1,5

$$M_1 = \frac{60 \times 50 \times 1,5}{2\pi \times 150} = 4,775 \text{ N.m} \Leftrightarrow M_1 = 4,775 \text{ N.m}$$

Choix du diamètre de l'arbre du pignon d_{ar} et du matériau:

$d_{ar} = 20$ mm

matériau : acier

genre de pignon :

pignon rapporté

matériau du pignon :

acier au carbone Ac 60

Choix du diamètre primitif $d_1 = 50$ mm

vitesse périphérique V_1

$$V_1 = d_1 w_s \Rightarrow V_1 = \frac{0,050 \times 2\pi \times 150}{2 \times 60} = 0,4 \text{ m/s}$$

choix du nombre de dents du pignon: $Z_1 = 20$

pour des flancs durcies, on a:

$$\sigma_{Fadm} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST}}{SF} = \frac{210 \times 2,1 \times 1}{2} = 220,5 \text{ N/mm}^2$$

σ_{Fadm} (limite de flexion admissible)

σ_{Flim} (limite d'endurance nominale à la rupture) = 210 daN / mm²

Y_{ST} (facteur de concentration de contrainte) = 2,1

Y_{NT} (facteur de durée pour la résistance du pied de dent) = 1

SF (coefficient de sécurité à la flexion) = 2

module minimal m_{min}

$$m_{min} = 2,1 \sqrt[3]{\frac{M_1}{\varphi_m Z_1 \sigma_{Fadm}}}$$

module maximal m_{max}

$$m_{max} = \frac{d_1}{Z_1}$$

on prend empiriquement φ_m (coefficient de largeur de dent) tel que $6 \leq \varphi_m \leq 10$; soit $\varphi_m = 8$ on a:

$$m_{min} = 2,1 \sqrt[3]{\frac{4,775 \cdot 10^{-6}}{3 \times 20 \times 220 \times 0,60}} = 1,27 \text{ mm}$$

$$m_{max} = \frac{50}{20} = 2,5 \text{ mm}$$

$m_{min} < m_{max}$ condition vérifiée

choix du module normalisé m

$$m_{min} < m \leq m_{max} \Rightarrow m = 2,5 \text{ mm}$$

Vérification de la largeur des dents

$$\varphi_d = \frac{\varphi_m}{Z_1} = \frac{8}{20} = 0,4$$

Tableau V. I : Largeur des dentures des roues cylindriques

a- Roues à denture non durcis					
Quantité ISO	5	6	7	8	9
Rapport φ_d	1,2 à 1,3	1,1 à 1,2	1,0 à 1,1	0,9 à 1,0	0,8 à 0,9
b - Roues à denture durcie superficiellement					
Rapport φ_d compris : entre 0,4 et 0,8 pour des roues mobiles					
entre 0,8 et 1,5 pour des roues fixées de très bonne qualité					

Dans le cas de roues mobiles durcies superficiellement on a : $0,4 \leq \varphi_d \leq 0,8$

$\Rightarrow \varphi_d$ est acceptable

largeur des dents b

$$b = \varphi_m \times m$$

$$b = 8 \times 2,5 = 20 \text{ mm}$$

nombre de dents de la roue

engrenage multiplicateur

$$Z_2 = Z_1 \times \frac{1}{|i|}$$

$$Z_2 = 20 \times \frac{1}{|-0,33|}$$

$$Z_2 = 60$$

entraxe a

$$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m$$

$$a = \frac{20 + 60}{2} \times 2,5 = 100$$

$$a = 100 \text{ mm}$$

Denture déportée avec variation d'entraxe : grandeurs de fonctionnement

angle de fonctionnement α'

soit $x_1 = +0,5$ et $x_2 = +0,5$ les déports (cas d'engrenages multiplicateurs)

angle de pression $\alpha = 20^\circ$

$$\text{inv } \alpha' = \frac{2 \cdot \text{tg} \alpha (x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} + \text{inv } \alpha$$

$$\text{inv } \alpha' = \frac{2 \text{tg} 20^\circ \times (0,5 + 0,5)}{20 + 60} + 0,0149$$

$$\text{inv } \alpha' = 0,0240 \Rightarrow \alpha' = 23,3^\circ$$

entraxe de fonctionnement a'

$$a' = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$$

$$a' = \frac{20 + 60}{2} \cdot 2,5 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23,3^\circ}$$

$$a' = 103 \text{ mm} .$$

$$\cos \alpha' = \frac{Z_1 + Z_2}{2a} m \cdot \cos \alpha$$

$$x_1 + x_2 = (Z_1 + Z_2) \frac{\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha}$$

$$= 80 \frac{0,0240 - 0,0149}{2 \operatorname{tg} 20^\circ}$$

$$= 1,0001 \approx 1$$

compatibilité vérifiée

diamètres de tête d_{a1} et d_{a2}

$$\text{(pignon 1)} \quad d_{a1} = m [Z_1 + 2(1 + x_1 - k)]$$

$$\text{(roue 2)} \quad d_{a2} = m [Z_2 + 2(1 + x_2 - k)]$$

$$B_x = \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} = \frac{2}{80} = 0,025 \quad B_x = 0,025$$

$$B_d = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 = \frac{\cos 20}{\cos 23,3^\circ} - 1 = 0,031 \quad B_d = 0,0231$$

$$k = \frac{a}{m} (B_x - B_d) = \frac{100}{2,5} \times (0,025 - 0,0231) = 0,0747$$

$$d_{a1} = 2,5 [20 + 2(1 + 0,5 - 0,0747)] \Rightarrow d_{a1} = 57 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 2,5 [60 + 2(1 + 0,5 - 0,0747)] \Rightarrow d_{a2} = 157 \text{ mm}$$

diamètre primitif de la roue d_2

$$d_2 = m Z_2 \Leftrightarrow d_2 = 2,5 \times 60 = 150 \text{ mm}$$

$$d_2 = 150 \text{ mm}$$

diamètres de base d_{b1} ; d_{b2}

$$\begin{aligned} d_{b1} &= d_1 \cos \alpha & d_{b2} &= d_2 \cos \alpha \\ &= 50 \cos 20^\circ & &= 150 \cos 20^\circ \\ d_{b1} &= 47 \text{ mm} & d_{b2} &= 141 \text{ mm} \end{aligned}$$

diamètres primitifs de fonctionnement d'_1, d'_2

$$\begin{aligned} d'_1 &= d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 50 \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23,3^\circ} \Rightarrow d'_1 = 51 \text{ mm} \\ d'_2 &= d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 150 \times \frac{\cos 20^\circ}{\cos 23,3^\circ} \Rightarrow d'_2 = 154 \text{ mm} \end{aligned}$$

rapports de conduite partiels $\varepsilon_1, \varepsilon_2$

$$\begin{aligned} \cos \alpha_{a1} &= \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \frac{47}{57} = 0,8246 \Rightarrow \alpha_{a1} = 34,46^\circ \\ \cos \alpha_{a2} &= \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \frac{141}{157} = 0,8981 \Rightarrow \alpha_{a2} = 26,092^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{2\pi} [Z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha')] & \varepsilon_2 &= \frac{1}{2} [Z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha')] \\ \varepsilon_1 &= \frac{1}{2\pi} [20(0,6861 - 0,4307)] & \varepsilon_2 &= \frac{1}{2\pi} [60(0,4889 - 0,4307)] \\ \varepsilon_1 &= 0,813 & \varepsilon_2 &= 0,556 \end{aligned}$$

rapport de conduite total ε

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,813 + 0,556 \Leftrightarrow \varepsilon = 1,37$$

ε minimal pour les engrenages lents = 1,2 on a : $\varepsilon > 1,2$

Efforts nominaux sur la denture

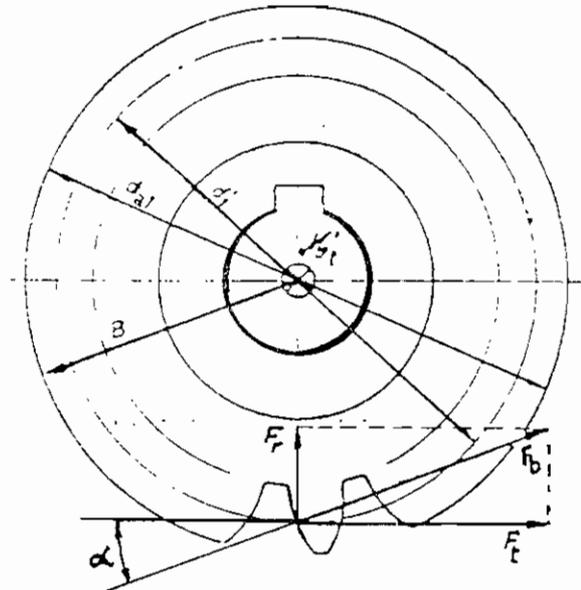


Fig. 5-3

couple transmis par la roue M_2

$$M_2 = \frac{p_e}{w_e} = \frac{50 \times 60}{2\pi \times 50} = 9,55 \text{ N.m}$$

force tangentielle nominale F_t

$$F_t = \frac{2 \times M_2}{d'_2} = \frac{2 \times 9,55}{0,154} = 124 \text{ N}$$

force normale nominale F_b

$$F_b = \frac{124}{\cos 23,3^\circ} = 135 \text{ N}$$

vitesse circonférentielle V_1

$$V_1 = \frac{d'_2}{2} w_e = \frac{0,154 \times 2\pi \times 50}{2 \times 60} = 0,4 \text{ m/s}$$

Contrôle de la résistance de la dent

force tangentielle de calcul F_t

$$F_t = \frac{2M_2}{d} = \frac{2 \times 9,55}{0,150} = 127,33 \text{ N.m}$$

facteurs de forme : (voir annexe)

$$\varphi_m = 8 \quad \varphi_d = 0,4$$

pignon: $y_{F1} = 2,2$

roue: $y_{F2} = 2,1$

facteur de charge partiel y_ϵ : $y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon} = \frac{1}{1,37} = 0,72$

facteur de charge dynamique $K_v = 1$

Contrainte maximale de flexion dans le pied de dent

pignon:

$$\sigma_{F_{\max 1}} = \frac{F_t}{b \cdot m} y_{F1} \cdot y_\epsilon \cdot K_I \cdot K_v$$

$$\sigma_{F_{\max 1}} = \frac{127,32}{20 \times 2,5} \times 2,2 \times 0,72 \times 1,5 \times 1 = 6,05 \text{ N/mm}^2$$

roue:

$$\sigma_{F_{\max 2}} = \frac{F_t}{b \cdot m} y_{F2} \cdot y_\epsilon \cdot K_I \cdot K_v$$

$$\sigma_{F_{\max 2}} = \frac{127,33}{20 \times 2,5} \times 2,1 \times 0,72 \times 1,5 \times 1 = 5,778 \text{ N/mm}^2$$

pignon et roue en acier Ac 60

$$\sigma_{Flim} = 21 \text{ daN/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{F_{\max 2}} < \sigma_{F_{\max 1}} < \sigma_{Flim}$$

Contrôle de la pression Hertzienne

k_i = facteur d'influence au lubrifiant = 1

Z_v = facteur de vitesse = 0,85

Z_R = facteur de rugosité = 0,9

S_N = coefficient de sécurité

$$\text{Facteur géométrique } Z_H = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha' \cos \alpha'}} = \sqrt{\frac{1}{\cos 23,3 \sin 23,3}} = 1,66$$

Facteur des matériaux $Z_M = 862 \sqrt{N / mm}$ (pour Acier Ac60)

Facteur de conduite $Z_c \approx 0,93$

pression superficielle maximale sur le flanc de la denture P_{Hmax}

$$P_{Hmax} = \sqrt{\left(\frac{F_t}{b \cdot d} \left(\frac{u+1}{u} \right) K_i \cdot K_v \right) Z_H \cdot Z_M \cdot Z_c}$$

$$P_{Hmax} = \sqrt{\frac{127,3}{20 \times 150} \times \frac{4}{3} \times 1,5 \times 1 \times 1,66 \times 862 \times 0,93}$$

$$P_{Hmax} = 387,7 \text{ N / mm}^2$$

$$P_{Hlim} = 460 \text{ N / mm}^2 \text{ (acier AC60)}$$

$$S_H = \frac{P_{Hlim} \times k_i \times Z_v \cdot Z_r}{P_{Hmax}} = \frac{460 \times 1 \times 0,85 \times 0,9}{387,7} = 0,91$$

pour un régime temporaire $S_H = 0,4$ à 1 acceptable

Vérification de la résistance au grippage.

les vitesses de fonctionnement circonférentielles ne dépassent pas 4m/s. Le fonctionnement se fera à des vitesses inférieures et le grippage n'est pas à craindre dans ce cas.

Tableau V-II : géométrie de l'engrenage déportée.

Grandeur	Pignon	Roue
nombre de dents	$Z_1 = 20$	$Z_2 = 60$
module	$m = 2,5$	$m = 2,5$
angle de pression d'usinage	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
rapport d'engrenage $u = Z_1/Z_2$	$u=3$	$u = 3$
entraxe $a: (Z_1+Z_2).m/2$	$a = 100 \text{ mm}$	$a = 100 \text{ mm}$
entraxe de fonctionnement	$a' = 103 \text{ mm}$	$a' = 103 \text{ mm}$
facteur $b_d = a'/a - 1$	$B_d = 0,0231$	$B_d = 0,0231$
facteur $b_x = 2(x_1 + x_2)/(Z_1 + Z_2)$	$B_x = 0,025$	$B_x = 0,025$
coefficient de déport	$x_1 = +0,05$	$x_2 = +0,05$
diamètre primitif	$d_1 = 50 \text{ mm}$	$d_2 = 150 \text{ mm}$
diamètre primitif de fonctionnement	$d_1' = 51$	$d_2' = 154$
coefficient de déport	$x_1 = +0,5$	$x_2 = +0,5$
déport	$x_1 m = 1,25$	$x_2 m = 1,25$
diamètre de tête	$d_{a1} = 57$	$d_{a2} = 157$
hauteur commune de dent	$h' = 4 \text{ mm}$	$h' = 4 \text{ mm}$
angle de pression au sommet de la dent	$\alpha_{a1} = 34,46^\circ$	$\alpha_{a2} = 26,09^\circ$
rapport de conduite partiel	$\epsilon_1 = 0,813$	$\epsilon_2 = 0,556$
rapport de conduite total	$\epsilon = 1,37$	$\epsilon = 1,37$

5-3 Calcul des couples de torsion résistants

5-3-1 Mouture

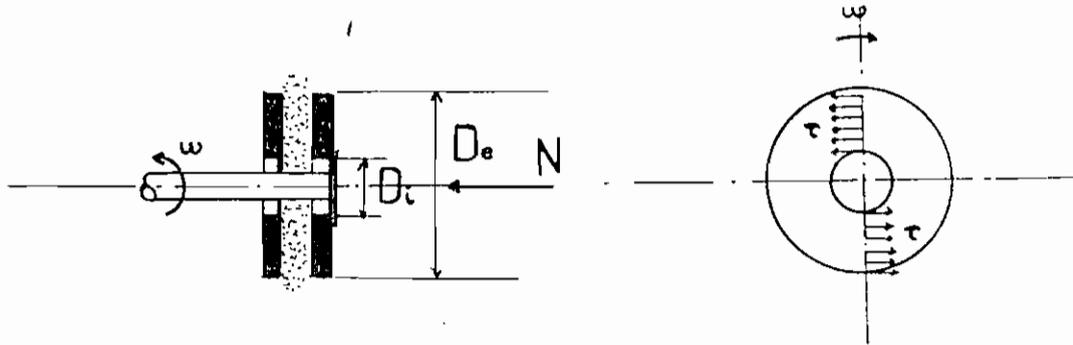


Fig. 5-4

τ = contrainte de cisaillement

N = effort normal

σ = contrainte normale

D_e = diamètre extérieur de la meule

δ = angle de Talus naturel du mil

D_i = diamètre intérieur de la meule

$$\tau = \sigma \tan \delta$$

$$\sigma = \frac{N}{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)}$$

$$\tau = \frac{N}{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)} \tan \delta.$$

couple élémentaire

$$dC = dF \cdot r = \tau \cdot r \cdot d\theta \cdot dr \cdot r$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow C &= \frac{N \tan \delta}{\frac{\pi}{4} (De^2 - Di^2)} \int_0^{2\pi} d\theta \int_{\frac{Di}{2}}^{\frac{De}{2}} r^2 dr \\ &= \frac{2\pi N \tan \delta}{3 \frac{\pi}{4} (De^2 - Di^2)} \left(\frac{De^3}{8} - \frac{Di^3}{8} \right) \\ &= \frac{N \tan \delta (De - Di) (De^2 + DeDi + Di^2)}{3 (De + Di) (De - Di)} \end{aligned}$$

le couple résistant de torsion est donné par l'expression :

$$C = \frac{N \tan \delta (De^2 + DeDi + Di^2)}{3(De + Di)}$$

Application numérique

$$De = 100 \text{ mm}$$

$$Di = 25 \text{ mm}$$

$$N = 150 \text{ Newtons (effort maximal exercé par le ressort)}$$

$$\delta = 21,10^\circ *$$

$$\varphi = \frac{150 \tan 21,10^\circ \times (0,100^2 + (0,100 \times 0,025) + 0,025^2)}{3(0,100 + 0,025)}$$

$$\varphi = 2,03 \text{ N.m}$$

* le coefficient $\tan \delta$ est moins important en réalité dans le cas dynamique

Le couple moteur ($M_1 = 4,775 \text{ N.m}$) est supérieur à la résistance à la torsion .
Si on développe une puissance de $P = 50 \text{ W}$ correspondante à celle que fournit une personne, on pourrait fonctionner à vitesse constante de :

$$w = \frac{P}{C} = \frac{50}{2,03} = 25 \text{ rad / s.}$$

$$w = 238,7 \text{ tr / min}$$

5-3-2 Décortiquage

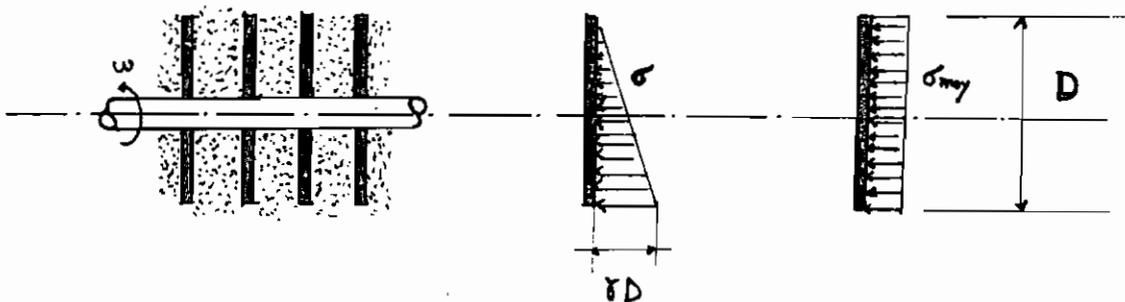


Fig. 5-5

γ = densité du mil

(le mil est en arrangement lâche dans la chambre, on considère ainsi la densité minimum du mil γ_{\min})

D = diamètre de la meule .

(on intègre sur toute la surface ici pour prendre une marge de sécurité) .

$$\tau = \sigma \tan \delta$$

en prenant σ constante sur toute la surface , on a :

$$\sigma_{\text{moy}} = \frac{1}{D} \left(\frac{\gamma D \times D}{2} \right) = \frac{\gamma D}{2}$$

couple élémentaire :

$$\begin{aligned} dC &= dF \cdot r \\ &= \tau r^2 dr d\theta \\ &= \gamma \frac{D}{2} \tan \delta r^2 dr d\theta \end{aligned}$$

couple exercé sur une meule :

$$\begin{aligned} C_1 &= 2 \times \frac{\gamma D}{2} \tan \delta \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{\frac{D}{2}} r^2 dr \\ &= 2 \times \frac{\gamma D}{2} \tan \delta \frac{2\pi}{3} \left(\frac{D}{2} \right)^3 \\ C_1 &= \frac{\pi \gamma D^4 \tan \delta}{12} \end{aligned}$$

Si on prend n meules, le couple total est donné par :

$$C_{\text{TOT}} = \frac{n \pi \gamma D^4 \tan \delta}{12}$$

Application numérique :

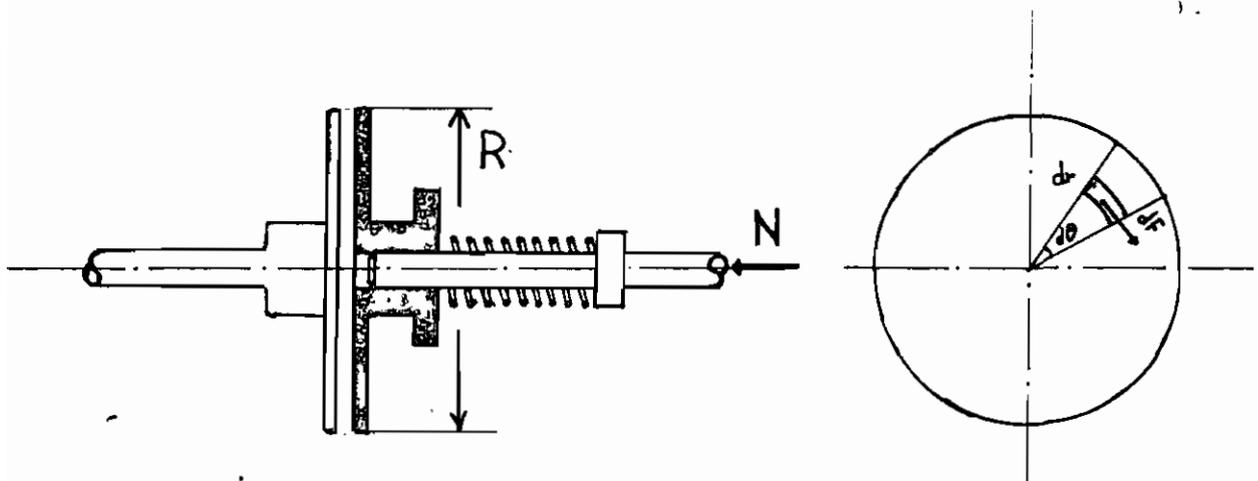
$$\gamma_{\text{min}} = 7759 \text{ N/m}^3 \quad n = 4 \quad D = 178 \text{ mm}$$

$$C_{\text{TOT}} = \frac{4 \times \pi \times 7759 \times (0,178)^4 \times \tan 21,10}{12}$$

$$C_{\text{TOT}} = 3,15 \text{ N.m}$$

Remarque :

Compte tenu de la puissance disponible, il est préférable d'effectuer les deux opérations l'une après l'autre. Dans le cas d'un fonctionnement simultané les couples de torsion résistants s'ajoutent et réduisent la vitesse d'opération.

5-4 Dimensions de l'embrayage par friction

5-6

 C_{ad} : couple d'adhérence

N : effort normal

R : rayon des disques d'embrayage

f : coefficient de frottement

p : pression

couple élémentaire

$$dC = dF \cdot r = f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta$$

en intégrant sur une surface d'un disque on obtient :

$$\begin{aligned} C_{ad} &= f \cdot p \cdot \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R r^2 dr \\ &= f \cdot p \cdot 2\pi \cdot \frac{R^3}{3} = \frac{2}{3} \cdot f \cdot p \pi R^2 \cdot R \end{aligned}$$

$$C_{ad} = \frac{2}{3} f \cdot N \cdot R$$

Le couple à transmettre M_1 à l'arbre décortiqueur par l'embrayage ne doit pas dépasser la valeur de C_{ad} pour éviter le glissement entre les deux disques: on doit respecter alors la condition suivante: $M_1 < C_{ad}$

Choix du matériau des disques

Tableau V-III : caractéristiques des matériaux de friction les plus usités [7]

Matériau des surfaces de frottement	Condition de service	f	p (Kgf/cm ²)	tmax (°C)
Acier trempé - acier trempé	avec graissage	0,08	6 à 8	250
	à sec	0,3		250 à 300
fonte - fonte ou acier	avec graissage	0,06	6 à 8	250 à 300
	à sec	0,015	2,5 à 4	250à300
Bronze - fonte ou acier	avec graissage	0,05	4	150
Amiante pressée - fonte ou acier	à sec	0,3	2 à 3	150 à 200
cermet - fonte ou acier	"	0,4	3	550
	avec graissage	0,1	8	550

Critères de choix des paramètres (f; R et N) :

f = choisir le matériau qui donne un coefficient de frottement maximum

N = à ne pas prendre important pour faciliter le débrayage

R = à prendre le plus grand possible en tenant compte de l'encombrement.

Les critères étant définis, on peut ainsi porter le choix sur un contact acier - trempé / acier - trempé avec un service à sec.

Remarque

Le contact à sec entraîne une usure des métaux plus rapide . Mais cela permet de maximiser le coefficient de frottement f . Par ailleurs dans le présent cas où l'arbre récepteur est à l'arrêt au moment de l'embrayage , cette usure est moins accentuée .

Application numérique

le couple transmis au pignon $M_1 = 4,775 \text{ N.m}$

$R = 75 \text{ mm}$;

$N = 700 \text{ Newtons}$; (acceptable si on prévoit une commande manuelle pour le débrayage)

$f = 0,3$;

$$C_{ad} = \frac{2}{3} \times 0,075 \times 0,3 \times 700$$

$$C_{ad} = 10,5 \text{ N.m} \Rightarrow C_{ad} > M_1$$

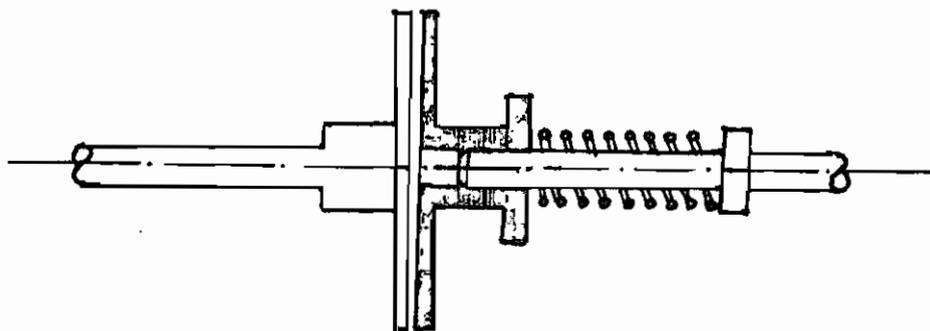
5.5 Ressort d'embrayage

Fig. 5-7

La démarche essentielle a consisté à choisir certaines grandeurs du ressort et de vérifier par la suite si les conditions d'un bon fonctionnement sont vérifiées .

On prend ainsi :

L_e = longueur écrasée = 152 mm (choisi en fonction de l'encombrement)

D_e = diamètre extérieur = 30 mm (en fonction du diamètre de l'arbre entraîné)

y_{max} = déformation maximale = 80 mm (correspond à la position limite de débrayage .)

d = diamètre du fil = 5 mm (fil à piano acier UNS G10850)

Vérification de la déformation permanente à la longueur écrasée

Calcul de contrainte induite τ

nombre de spires: N_T

$$N_T = \frac{L_e}{d} = \frac{152}{5} \approx 30 \text{ spires} \quad (\text{Tableau V - IV})$$

nombre d'enroulement effectif : N

$$N = N_T - 2 = 28 \text{ spires}$$

diamètre moyen: D

$$D = D_e - d = 30 - 5 = 25 \text{ mm}$$

constante : C

$$C = \frac{D}{d} = \frac{25}{5} = 5 \quad \Leftrightarrow C = 25$$

facteur de correction : K_s

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad \Leftrightarrow K_s = 1,1$$

$$\tau = K_s \cdot \frac{d \cdot G \cdot y_{max}}{\pi \cdot D^2 \cdot N}$$

$$\tau = 1,1 \times \frac{0,005 \times 79,3 \cdot 10^9 \times 0,080}{\pi \times 0,025^2 \times 28} \quad \Leftrightarrow \tau = 635 \text{ MPa}$$

Tableau V-IV : enroulements effectifs ,longueur écrasée, longueur libre [7]

	Sortes de bout			
	Ordinaires	Ordinaires et meules	équarris	équarris et meules
enroul . effectif N	N_T	N_T	N_T-2	N_T-2
longueur écrasée	$d(N_T-1)$	$d(N_T)$	$d(N_T-1)$	$d(N_T)$
longueur libre	$N_T.p+d$	$N_T.p$	$(N_T-2)p+3d$	$(N_T-2)p+2d$

Calcul de la contrainte permise S_{sy}

Tableau V-V : contrainte relative à la résistance ultime [7]

Matériau	Diamètre (mm)	Exposant m	Constante A
fil à piano	0,10 à 6,5	0,146	2170
fil trempé à l'huile	0,5 à 12,0	0,186	1880
fil tréfilé à froid	0,7 à 12,0	0,192	1750
chrono - vanadium	0,8 à 12,0	0,167	2000
chrono - silicium	1,6 à 10,0	0,112	2000

$$\text{résistance ultime : } S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$\text{fil à piano } \quad A = 2170 \quad m = 0,146 \text{ (Tableau V-V)}$$

$$S_{ut} = \frac{2170}{5^{0,146}} = 1715,58 \text{ MPa}$$

$$\text{résistance à l'écoulement : } S_y = 0,75 S_{ut} = 1287 \text{ MPa}$$

$$\text{résistance au cisaillement: } S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 \times 1287 = 742,4 \text{ MPa}$$

$$\tau < S_{sy}$$

La déformation permanente n'est pas atteinte à l'écrasement .

Constante élastique k

$$k = \frac{F}{Y} = \frac{d \cdot G}{8 \cdot C^3 \cdot N} = \frac{0,005 \times 79,3 \cdot 10^9}{8 \times 5^3 \times 28} = 14 \text{ kN/m} \quad k = 14 \text{ kN/m}$$

déformation nécessaire à l'embrayage

$$y_r = \frac{N}{k} = \frac{700}{14000} = 50$$

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

A la position embrayée, le ressort a une déformation résiduelle y_r pour assurer l'effort normal requis à l'adhérence des disques d'embrayage.

force maximale de débrayage

$$F_{\max} = k y_{\max} = 14000 \times 0,030 = 1120 \text{ N}$$

Le débrayage peut être effectué manuellement en choisissant adéquatement la longueur du bras de levier de commande.

Vérification du flambage

Le ressort est supporté latéralement, le flambage n'est pas à craindre dans ce cas .

Vie du ressort et facteur de sécurité**contrainte moyenne τ_m et contrainte complètement renversée τ_a**

le ressort fonctionne entre $y_{\min} = 50 \text{ mm}$ et $y_{\max} = 80 \text{ mm}$

$$F_{\min} = k y_{\min} = 14000 \times 0,050 = 700 \text{ N}$$

$$F_{\max} = k y_{\max} = 14000 \times 0,080 = 1120 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{1120 - 700}{2} = 210 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{1120 + 700}{2} = 910 \text{ N}$$

$$\tau_a = K \cdot 8 \frac{F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad \tau_m = K_s \frac{8 \cdot F_m \cdot D}{\pi \cdot d^3}$$

facteur de Wahl: K

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{(4 \times 5) - 1}{(4 \times 5) - 1} + \frac{0,615}{5} \Rightarrow K = 1,31$$

facteur de correction: Ks

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \Rightarrow K_s = 1,1$$

$$\tau_a = 1,31 \times 8 \times \frac{210 \times 0,025}{\pi \times 0,005^3} \Leftrightarrow \tau_a = 17,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 1,1 \times \frac{8 \times 910 \times 0,025}{\pi \times 0,005^3} \Leftrightarrow \tau_m = 510 \text{ MPa}$$

Limite d'endurance

$$S_{se} = k_d \cdot k_c \cdot k_f \cdot S_{se}'$$

$$S_{se}' = 310 \text{ MPa (ressort non grenailé)}$$

k_c = facteur de fiaibilité = 1,0 (fiaibilité 50%) (tableau V-VI)

k_f (autre influence)=1

k_d = influence de la température

$$k_d = 1 \text{ pour } T \leq 71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{ou } k_d = \frac{344}{273 + T} \text{ pour } T > 71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{soit } T = 100^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad k_d = \frac{344}{273 + 100} = \mathbf{0,92}$$

$$S_{se} = 1 \times 0,92 \times 1 \times 310 = 285,2 \text{ MPa}$$

Tableau V-VI : facteur de fiabilité [7]

fiabilité	facteur de fiabilité (kc)
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753

facteur de sécurité FS

$$FS = \frac{S_{se}}{\tau_a} = \frac{310}{17,5} = 17,7$$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} = \frac{742,4}{17,5 + 510} = 1,40 \Rightarrow FS = 1,40$$

la vie du ressort est infinie

5-6 Ressort de rappel du plateau mobile

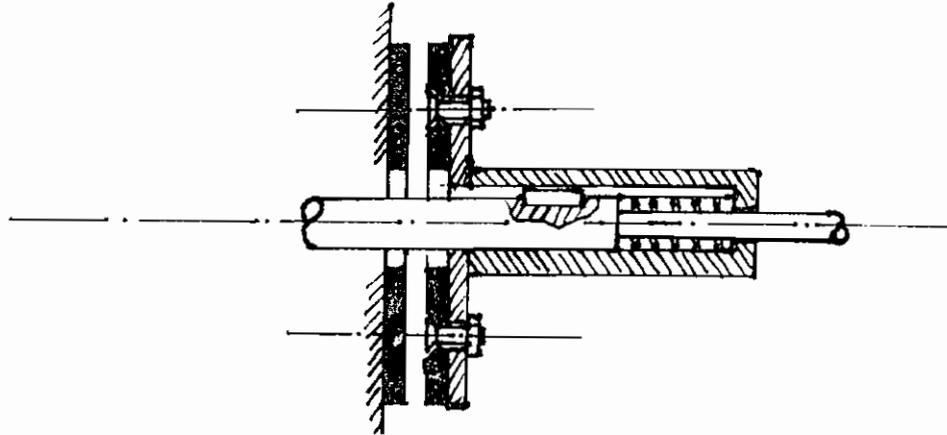


Fig. 5-8

Nous adoptons ici un certain nombre de données selon l'encombrement .et effectuons ainsi le calcul du ressort :

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

$$D_e = 25 \text{ mm}$$

$$y_{\max} = 30 \text{ mm (choisi en fonction de la granulométrie du mil)}$$

$$\text{fil trempé à l'huile acier UNS G10650} \quad d = 3 \text{ mm}$$

Calcul de la contrainte induite τ

$$D = D_e - d = 25 - 3 = 22$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{22}{3} = 7,33$$

$$N_T = \frac{L_c}{d} = \frac{50}{3} \approx 17 \quad N = N_T - 2 = 15 \quad (\text{équarris et meulés})$$

$$\tau = K_s \frac{d \cdot G}{\pi D^2 N} \quad K_s = 1 + \frac{0,5}{7,33} = 1,07 \quad G = 79,3 \cdot 10^9 \text{ GPa (acier)}$$

$$\tau = 335 \text{ MPa}$$

Calcul de la contrainte permise S_{sy}

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$S_{ut} = 1532,5 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1149,4 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 663 \text{ MP}$$

$$\tau < S_{sy}$$

il n'y pas de déformation permanente à la longueur écrasée .

Constante élastique k

$$k = \frac{d \cdot G}{8 \cdot C^3 \cdot N} = \frac{0,003 \times 79,3 \cdot 10^4}{8 \times 7,33^3 \times 15} = 5000 \text{ N/m}$$

Force maximale exercée par le ressort

Cette force correspond à l'écart minimal entre les meules de broyage

$$F_{\max} = k y_{\max} = 5000 \times 30 \cdot 10^{-3}$$

$$F_{\max} = 150 \text{ N}$$

Vérification du flambage

La disposition du ressort (ressort supporté latéralement) amène à ne pas craindre le flambage .

Vie du ressort et facteur de sécurité

le ressort fonctionne entre les déformations $y_{\min} = 0$; $y_{\max} = 30$ mm

$$F_{\min} = k y_{\min} = 0$$

$$F_{\max} = k y_{\max} = 5000 \times 0,030 = 150 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ N} \quad F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{150+0}{2} = 75 \text{ N}$$

$$\tau_a = K \frac{8.F_a.D}{\pi.d^3} \quad \tau_m = K_s \frac{8.F_m.D}{\pi.d^3}$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = \frac{(4 \times 7,33)-1}{(4 \times 7,33)-4} + \frac{0,615}{7,33} = 1,2$$

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1 + \frac{0,5}{7,33} = 1,07$$

$$\tau_a = \frac{1,2 \times 8 \times 7,5 \times 0,02}{\pi(0,003)^3} \Leftrightarrow \tau_a = 187 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{1,07 \times 8 \times 75 \times 0,0}{\pi(0,003)^3} \Leftrightarrow \tau_m = 167 \text{ MPa}$$

Limite d'endurance

$$Sse = k_c . k_d . k_f . Sse'$$

$$Sse' = 310 \text{ MPa (ressort non grenailé).}$$

$$k_c = 1,0 \text{ (fiabilité = 50 \%)}$$

$$k_d = \frac{344}{273 + 100} = 0,92 \text{ (le ressort peut atteindre des températures } > 71^\circ \text{C)}$$

$$k_f = 1$$

$$Sse = 1 \times 0,92 \times 1 \times 300 = 285,2 \text{ MPa}$$

facteur de sécurité FS

$$FS = \frac{S_{se}}{\tau_a} = \frac{310}{187} = 1,66$$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} = \frac{663}{18 + 167} = 1,87$$

FS = 1,66 ⇒ la vie du ressort est infinie

5-7 Design de la vis de transmission

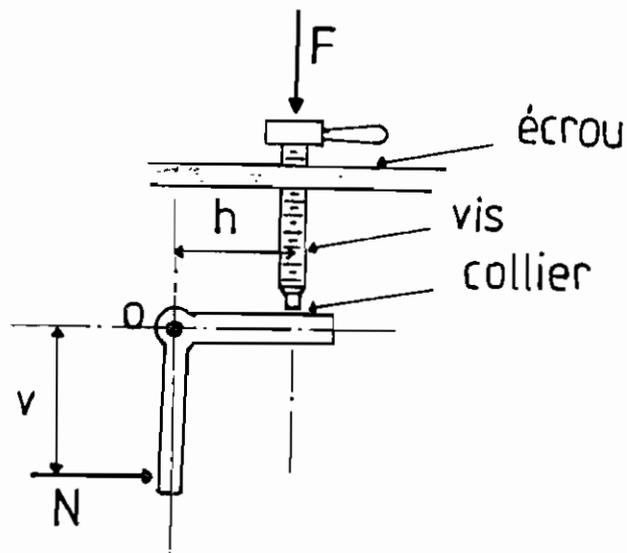


Fig. 5-9

N = effort normal exercé par le ressort de réglage

F = force axiale exercée sur la vis μ = coefficient de frottement de la vis

T_D = couple pour la descente μ_c = coefficient de frottement au collier

T_C = couple au collier

$$\sum M_O = 0 \Leftrightarrow$$

$$N \cdot v - F \cdot h = 0$$

$$F = N \frac{v}{h}$$

choix du matériau de la visvis : acier UNS G10100 LC $S_y = 180 \text{ MPa}$

filet simple carré

estimation du diamètre de la racine de la vis :

$$d_r = \sqrt{\frac{4F \cdot FS}{S_y \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4N \cdot v \cdot FS}{h \cdot S_y \cdot \pi}}$$

Application numériquesF.S (facteur de sécurité) = 2 $v = 80 \text{ mm}$ N = 150 Newtons $h = 40 \text{ mm}$

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \times 150 \times 0,080 \times 2}{0,040 \times \pi \times 180 \cdot 10^6}} \approx 2 \text{ mm}$$

Soit une vis H M 8 _ 1,25 , on a :

$$d_r = d - p = 8 - 1,25 = 6,75 \text{ mm}$$

$$d_m = d_r + \frac{p}{2} = 6,75 + \frac{1,25}{2} = 7,125 \text{ mm}$$

Pour avoir une vis auto-bloquante il faut : $\pi \mu d_m > L_a$ filet simple $\Rightarrow L_a = p = 1,25$ $\mu = 0,13$ (vis/écrou) (Tableau V-VII)

$$\pi \mu d_m = \pi \times 0,13 \times 7,125 = 2,91$$

$$2,91 > 1,25 \Rightarrow \text{vis auto-bloquante}$$

Tableau V-VII : coefficient de frottement entre vis et écrou [7]

vis en acier et écrou en fonte ou bronze		
Conditions	coefficient moyen μ	
	Statistique	dynamique
Matériaux à usinage de haute quantité (fini de 1 à 2 μm)	0,14	0,10
Matériaux à usinage (fini de 2 à 3 μm) lubrification moyenne	0,18	0,13
Matériaux à usinage de mauvaise qualité (fini de 3 à 5 μm) Mouvement lent et intermittent (peu de transmission, surfaces nouvellement usinées)	0,21	0,15

couple nécessaire pour actionner la vis

$$T = T_D + T_C$$

$$= F \left[\frac{d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m - L a}{\pi d_m + \mu L a} \right) + \frac{\mu_c d_c}{2} \right]$$

A. N:

$$d_c = 6,1 \text{ mm} \quad m_c = 0,09 \text{ (tableau V - VIII)}$$

$$T = 240 \left[\frac{0,007125}{2} \left(\frac{\pi \times 0,13 \times 0,007125 - 0,00125}{\pi \times 0,007125 + 0,13 \times 0,00125} \right) + \frac{0,09 \times 0,0061}{2} \right] :$$

$$T = 0,142 \text{ N.m}$$

Tableau V-VIII : coefficient de frottement entre vis et collier [7]

Matériaux	Coefficient moyen μ_c	
	Statique	dynamique
Acier doux sur fonte	0,17	0,12
Acier dur sur fonte	0,15	0,09
Acier doux sur bronze	0,10	0,08
Acier dur sur bronze	0,08	0,06

Si le bras de levier correspond à $s = 13 \text{ mm}$ (largeur tête de vis [9])

la force nécessaire pour actionner la vis est :

$$F = \frac{0,142}{0,0065} = 21,85 \text{ N}$$

La vis peut être actionnée manuellement, mais on peut prévoir un bras de levier pour améliorer la maniabilité.

Longueur d'écrou nécessaire

En prenant en compte les contraintes de cisaillement des filets de la vis, de cisaillement des filets de l'écrou, de l'usure, le choix de la longueur pour assurer un bon design est :

$$l = 1,5 d \quad (d = \text{diamètre de la vis})$$

$$l = 1,5 \times 8 = 12 \text{ mm}$$

soit un écrou HM.8 (fonte)

Vérification du flambage

$L =$ longueur de la vis entre les supports $= 100 - 12 = 88 \text{ mm}$

$d_r =$ diamètre de la racine $= 6,75 \text{ mm}$

$k_r =$ rayon de giration à la racine

$$\frac{L}{dr} = \frac{88}{6,75} = 13 > 6$$

$$k_r = \sqrt{\frac{I_r}{A_r}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi dr^4}{64}}{\frac{\pi dr^2}{4}}} = \frac{dr}{4} \Rightarrow k_r = \frac{6,75}{4} = 1,6875$$

$$\frac{L}{k_r} = \frac{88}{1,6875} = 52,3$$

E (module de résistance à la flexion) = 207 GPa

Sy (limite d'élasticité) = 180 MPa

c (constante) = 0,25

$$\sqrt{\frac{2\pi \cdot c^2 \cdot E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 0,25 \times 207 \cdot 10^3}{180}} = 24$$

$$\frac{L}{k_r} > \sqrt{\frac{2\pi^2 c^2 E}{S_y}}$$

charge maximale de compression permise

$$P_{cr} = \frac{c\pi^2 E \cdot A_r}{\left(\frac{L}{k_r}\right)^2} = \frac{0,25\pi^2 \times 207 \cdot 10^3 \times \frac{\pi}{4} (6,75)^2}{(40)^2} = 6,7 \cdot 10^3$$

$$P_{cr} = 13 \text{ kN} \quad F = 240 \text{ N}$$

$$F < P_{cr}$$

Vérification des critères de résistance

la région la plus sollicitée se situe entre l'écrou et le collier

$$\text{compression : } \sigma_A = \frac{F}{A_r} = \frac{4F}{\pi d_r} = \frac{4 \times 240}{\pi \times (6,75)^2} = 6,71 \text{ MPa}$$

$$\text{torsion: } \tau = \frac{16T_c}{\pi d_r^3} = \frac{16\pi\mu_c \cdot F d_c}{2\pi d_r^3}$$

$$\tau = \frac{16\pi \times 0,09 \times 240 \times 7,8}{2\pi(6,75)^3} = 3,79 \text{ MPa}$$

$$F.S = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}} = \frac{180}{\sqrt{6,71^2 + (3 \times 3,79^2)}} = 19$$

on constate en effet que la vis est surdimensionnée . mais cela permet d'assurer une bonne prise pendant la manipulation .

5 - 8 Choix des roulements

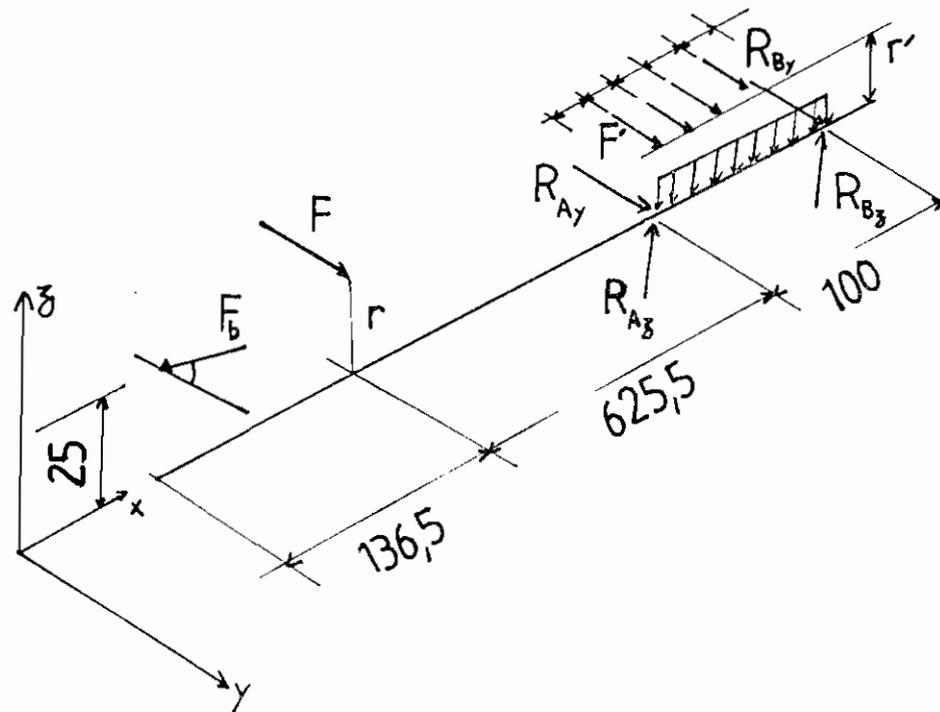


Fig. 5-10

F_b (force normale nominale) = 135 N (voir Fig. 5-3)

F_t (force tangentielle nominale)

$$F_t = F_b \cdot \cos 23,3^\circ = 135 \cos 23,3^\circ = 124 \text{ N}$$

F_r (force radiale nominale)

$$F_r = F_b \sin 23,3^\circ = 135 \sin 23,3^\circ = 53,4 \text{ N}$$

$N = 700$ Newtons

couple résistant à la mouture:

$$C = \frac{\tan \delta (D_e^2 + D_e D_i + D_i^2)}{3(D_e + D_i)} N$$

il peut se mettre sous la forme $F \cdot r$ où :

$$F = \tan \delta \cdot N = \tan 21,10^\circ \times 700 = 270 \text{ N}$$

$$r = \frac{D_e^2 + D_e D_i + D_i^2}{3(D_e + D_i)} = \frac{100^2 + 100 \times 25 + 25^2}{3 \times (100 + 25)} = 35 \text{ mm}$$

Couple résistant au décortiquage (1 meule)

$$C' = \frac{\pi \gamma_{\min} D^4 \tan \delta}{12}$$

il est sous la forme $F \cdot r'$ où :

$$F = \tan \delta \cdot \frac{\gamma_{\min} D}{2} \cdot \frac{2\pi D^2}{4} = \frac{\tan 21,10^\circ \times 7759 \times (0,178)^3 \times \pi}{4} = 13,26 \text{ N}$$

$$r' = \frac{R}{3} = \frac{178}{6} = 29,67 \text{ mm}$$

Hypothèses : Pendant le fonctionnement toutes ces charges sont supportées par les appuis en A et en B de la chambre de décortiquage (système isostatique).

$$\sum M_{B_z} = 0 \text{ (plan x-y)}$$

$$F_i \cdot (120 + 562 + 100) - F(625,5) - R_{AY}(100) - F' \times (80 + 60 + 40 + 20) = 0$$

$$R_{AY} = \frac{(782 \times 124) - (270 \times 625,5) - (13,26 \times 100)}{1000}$$

$$R_{AY} = -732,43 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow -R_{BY} + F_{r'} - F + R_{AY} + 4F = 0$$

$$R_{BY} = F_{r'} - F_m + R_{AY} + 4F_d$$

$$R_{BY} = 124 - 270 + 732,43 + (4 \times 13,26)$$

$$R_{BY} = 639,47 \text{ N}$$

$$\sum M_{BY} = 0 \quad (\text{plan } x-z)$$

$$F_{r'} \times 782 - R_{AZ} \times 100 = 0$$

$$R_{AZ} = \frac{F_{r'} \times 782}{100} = \frac{53,4 \times 782}{100} = 417,59$$

$$R_{AZ} = 417,59 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0 \Leftrightarrow R_{AZ} + R_{BZ} - F_{r'} = 0$$

$$R_{BZ} = F_{r'} - R_{AZ}$$

$$= 53,4 - 417,59$$

$$R_{BZ} = -364,19 \text{ N}$$

Appui A

$$\text{Force radiale} = Fr_A = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{(732,43)^2 + (417,39)^2} = 843 \text{ N}$$

Appui B

$$\text{Force axiale} = Fa_B = 700 \text{ N}$$

$$\text{Force radiale} = Fr_B = \sqrt{639,47^2 + 364,19^2} = 736 \text{ N}$$

Calcul de la charge dynamique (C)

Durée désirée = 5 ans

Force axiale = 700 N

8h/jour 300 jours / an

Force radiale = 736 N

fiabilité = 90 %

 N_d (vitesse de rotation de l'arbre) = 150 tr/mm

Tableau V-IX : facteur de charge équivalente [7]

Type de roulements	X ₁	Y ₁	X ₂	Y ₂
* à billes à gorges profondes	1	0,0	0,5	1,4
* à billes avec contact angulaires (angle faible)	1	1,25	0,45	1,2
* à billes avec contact angulaires (angle élevé)	1	0,75	0,4	0,75
* à billes avec double rangée	1	0,75	0,63	1,25
* à rouleaux sphériques	1	2,5	0,67	3,7

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{736}{700} = 1,05 \Rightarrow \text{roulement à contact angulaire élevé}$$

$$X_1 = 1 \quad Y_1 = 0,75 \quad (\text{Tableau :V-IX})$$

$$\begin{aligned} R_e &= X_1 V F_r + Y_1 F_a \\ &= 736 + (0,75 \times 700) = 1261 \text{ N} \end{aligned}$$

$$C = R_e \left[\frac{N_d \times H_{10}}{33 \frac{1}{3} \times 500} \right]^{1/3} \quad H_{10} = 12000 \text{ h}$$

$$C = 1261 \left[\frac{150 \times 3 \times 12000}{100 \times 500} \right]^{1/3}$$

$$C = 4,76 \text{ kN}$$

Choix des roulements

roulement à une rangée de billes à contact angulaire (Tableau V- X)

roulement N°7305 B C = 13,1 kN

diamètre alésage d= 20 mm

diamètre extérieur : D= 52 mm

largeur: B= 15 mm

Tableau V.X: dimensions de roulements [7]

Alésage (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Largeur (mm)	Capacité de charge C relative aux rouleaux	
			à billes (KN)	à rouleaux (KN)
10	35	11	6,3	-
12	37	12	7,5	-
15	42	13	8,6	-
17	47	14	10,4	15,3
20	52	15	13,1	20,0
25	62	17	17,2	25,5
30	72	19	22,3	33,8
35	80	21	25,5	42,2
40	90	23	31,8	50,0

5-9 Calcul de la déflexion du plateau fixe (monture)

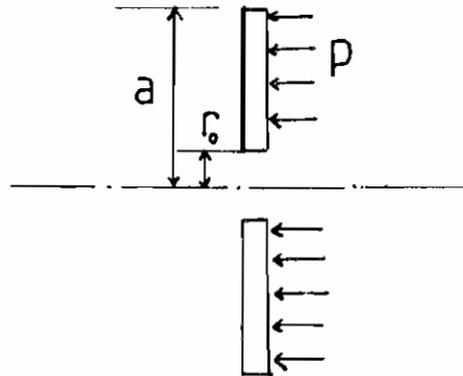


Fig. 5-11

w_{\max} = déflexion maximale

N = effort normal

$$P = \frac{4N}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4 \times 150}{\pi(0,100^2 - 0,070^2)} = 21 \text{ Kpa}$$

$$w_{\max} = k_2 \frac{P \cdot a^4}{Eh^3}$$

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

$$r_o = 25 \text{ mm} \quad \frac{a}{r_o} = 2 \Rightarrow k_2 = 0,902$$

$$\text{acier} : E = 190 \text{ GPa}$$

$$\text{soit } h = 6,5 \text{ mm}$$

$$w_{\max} = \frac{k_2 P \cdot a^4}{Eh^3} = \frac{0,902 \times 21 \cdot 10^3 \times 50^4}{190 \cdot 10^9 \times 6,5^3}$$

$$w_{\max} = 2,27 \mu\text{m}$$

5-10 Conception du bâti

5-10-1 Dimension - chambre de décorticage

quantité à traiter :: 4 kg

Volume occupé par les entretoises $V_1 = 251\,327\text{ mm}^3$

Volume occupé par les meules $V_2 = 637\,045\text{ mm}^3$

Volume nécessaire pour les 4 kg $V_3 = 5057\,600\text{ mm}^3$

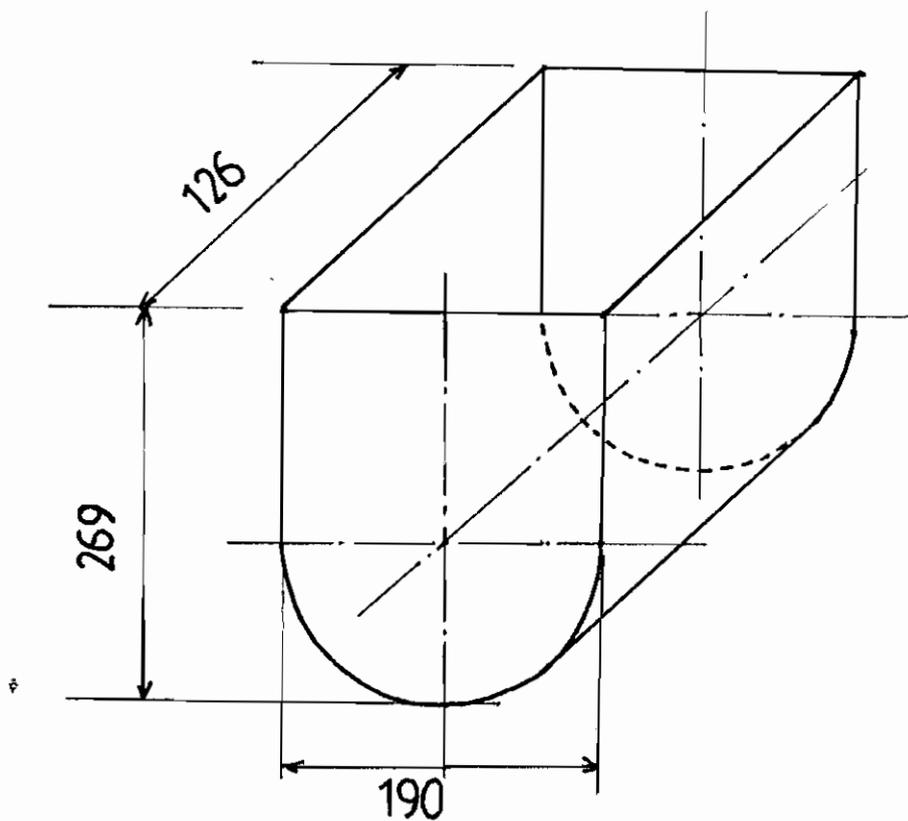


Fig. 5-12

5-10-2 Forme générale du bâti

En fonction des surfaces fonctionnelles et de l'aspect géométrique des éléments de la machine, on peut adopter une forme du bâti suivante :

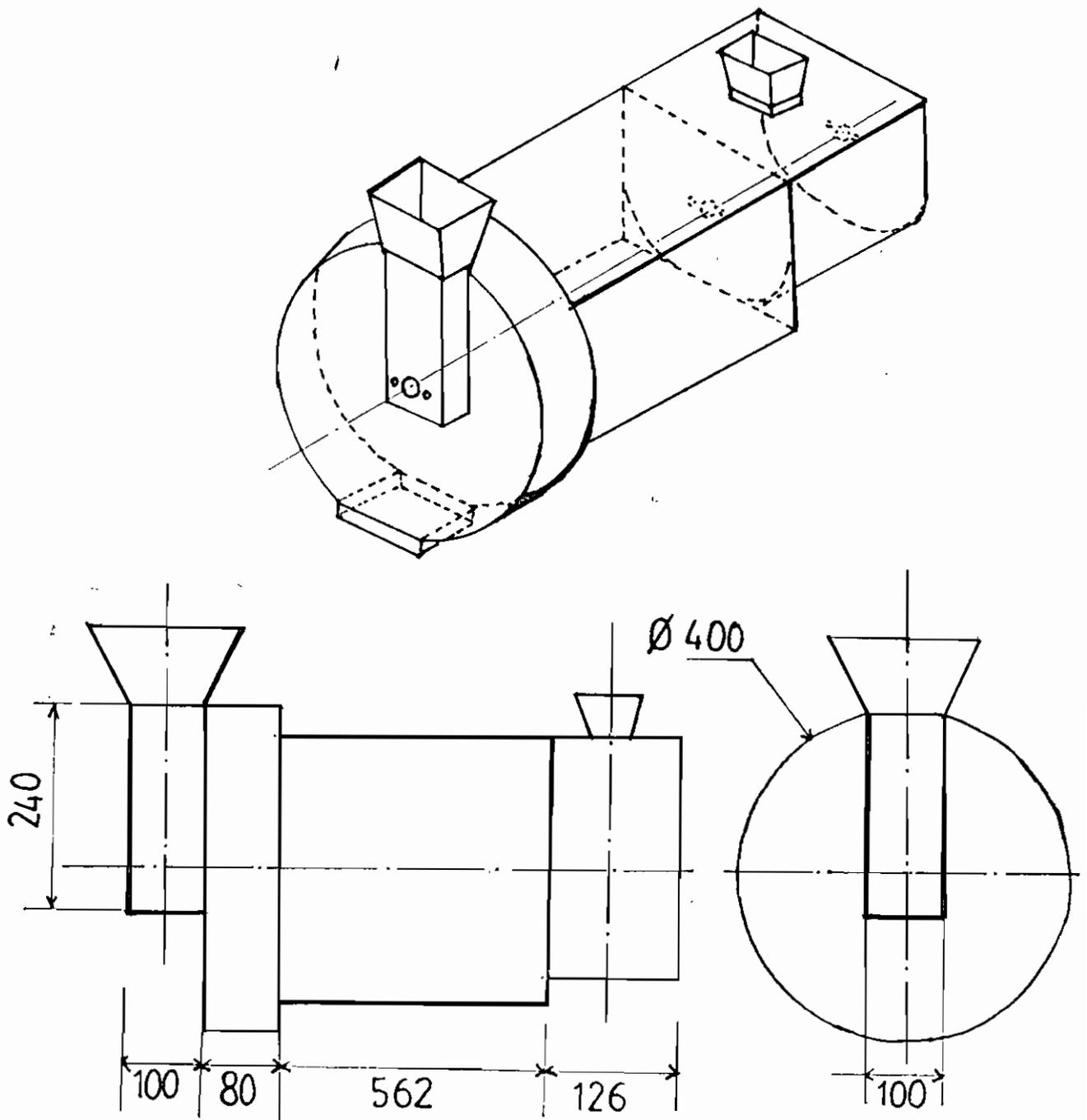


Fig. 5-12

5-11 Devis estimatif pour la construction du prototype

Désignation	Qté	prix unitaire (cfa)	prix total (cfa)
tôle 2000*1000*3	1	24000	24000
tôle 2000*1000*5	1	39250	39250
rond ϕ 32	1	3200	3200
roulement	5	2000	10000
pignon 20 dents	1	5000	5000
pignon 60 dents	1	7000	7000
vis H 10*100	1	100	100
ressort	2	-----	6000
meule corindon	4	11000	44000
entretoise	4	-----	10000
vis d'Archimède	1	11000	11000

TOTAL : 164550 f cfa HT

coût des matières : 164550 f cfa
 durée de vie désirée : 5 ans
 fonctionnement de 2 h / jour ; 300 j/ an
 quantité traitée : 10 kg/h = 6000 kg/an
 coût de fabrication : 120000 f cfa (amortissement sur 3 ans)
 entretien et réparation: 12500 f cfa

coût de revient du kg traité : $\frac{40000 + 32910 + 12500}{6000} = \frac{85410}{6000} = 14 \text{ f cfa}$

le coût de revient actuel du kg traité pour les machines motorisées = 15 à 20 f cfa

CONCLUSION et RECOMMANDATIONS

La mécanisation de la transformation des céréales locales comporte des avantages et des inconvénients . Le décorticage mécanique soulage la ménagère d'un travail pénible , mais il a l'inconvénient d'effectuer un usinage excessif avec un faible rendement de grains entiers et une perte élevée de nutriments . Le broyage au moulin motorisé provoque par échauffement la perte de nutriments essentiels .

Cependant les procédés traditionnels de transformation des céréales locales, hormis leurs caractères lents, fastidieux , fatigants et contraignants pour la ménagère, laissent à la farine plus de nutriments, avec une proportion raisonnable de fibres .

Le moteur électrique, diesel ou à essence devient l'intrant le plus coûteux dans les décortiqueuses et les moulins motorisés . Un besoin immédiat est alors de regrouper l'ensemble décorticage-mouture dans une seule unité motrice .

Le travail que nous avons effectué, s'inscrit dans cette mouvance et aboutit à l'adaptation de ces deux techniques à la puissance réduite fournie par une personne . Ceci étant dans l'objectif de proposer une machine qui soit à la portée d'entités sociales dont les revenus sont moyens .

La machine proposée ne prend pas en compte la séparation du son et de l'amande . Elle est, en effet relativement facile à effectuer manuellement de manière performante . Elle n'a pas été pour cela prioritaire .

Toutefois, des recommandations sont faites, qui sont relatives aux perspectives et aux besoins d'un groupe de transformation complète des céréales locales :

- réaliser un prototype avec les dimensions calculées,
- veiller à l'usure des pièces,
- effectuer le décorticage et la mouture l'un après l'autre,
- voir les possibilités d'intégrer l'opération de séparation du son et de l'amande dans la mécanisation .

BIBLIOGRAPHIE

- [1] - Georges HENRIOT "Traité théorique et pratique des engrenages 1"
ED.Dumod
- [2] - Michel PARMENTUR "Céréales en régions chaudes: Conservation et
Kouahou Foua-bi transformation"
Actualité scientifique Aupelf-Uref.
- [3] - P. PATIN "Les transmissions de puissance et la variation de vitesse"
Eyrolles Editeur Paris
- [4] - École Polytechnique de Lausanne. Prof G.SPINNER
"Organes de transmission Tome 3" Juillet 1988
- [5] - Boresi / side BOTTON / SEELY / SMITH
"Advanced mechanics of materials ", Third Edition
- [6] - GEAR HANDBOOK "The Design, Manufacture and application of Gears"
DARLE W.DUDLEY
- [7] - Gilber DROUIN, Michel GOU, Pierre THIRY, Robert VINET
" Eléments de machines ", Deuxième Edition revue et augmentée
- [8] - Note de cours : Eléments de machines MACH 3.21
- [9] - A. CHEVALIER " Guide du dessinateur industriel) "
Hachette Technique

ANNEXE A:
CARACTÉRISTIQUES DE MATÉRIAUX ET FACTEURS DE CACUL

Caractéristiques mécaniques des matériaux
Toutes les caractéristiques mécaniques sont données en daN/mm²

Matériaux		Éprouvette à l'état final		Caractéristiques de la denture		
Désignation VSM ou DIN	Type et traitement thermique	Contrainte de rupture σ_B	Résistance dynamique σ_{r1}	Dureté HB Cœur Flanc	Résistance limite σ_{Flim}	Pression limite p_{Hlim}
Ft 20	Fonte grise	20	9	200	5	36
Ft 25		25	12	210	6	40
FGS 42	Fonte nodulaire	42	19	150	18	35
FGS 50		50	20	170	21	40
Ac clé 50	Acier moulé	50	20	140	15	37
Ac clé 60		60	24	170	17	46
Ac 42	Aciers de construction au carbone	min. 42	19	125	16	43
Ac 50		min. 50	24	150	19	50
Ac 60		min. 60	28	180	21	62
Ac 70		min. 70	32	210	24	72
C 22	Aciers d'amélioration	50 à 60	22 à 26	140	19	41
C 45		65 à 80	30 à 34	185	23	54
C 60		75 à 90	34 à 40	210	25	61
34 Cr 4		75 à 90	36 à 44	260	30	77
37 Mn Si 5		70 à 80	36 à 42	230	30	63
42 Cr Mo 4		95 à 110	46 à 54	300	31	77

1) **Facteur d'influence du lubrifiant K_L**

Viscosité en cSt	6	10	20	40	60	80	100	150	200
Facteur K_L	0,83	0,84	0,86	0,90	0,925	0,97	1,0	1,06	1,1

2) **Facteur de vitesse Z_v**

Vitesse circonf. en m/s	2	4	6	8	10	15	20	40	60
Facteur Z_v	0,85	0,90	0,93	0,97	1,0	1,05	1,09	1,17	1,21

3) **Facteur de rugosité Z_R**

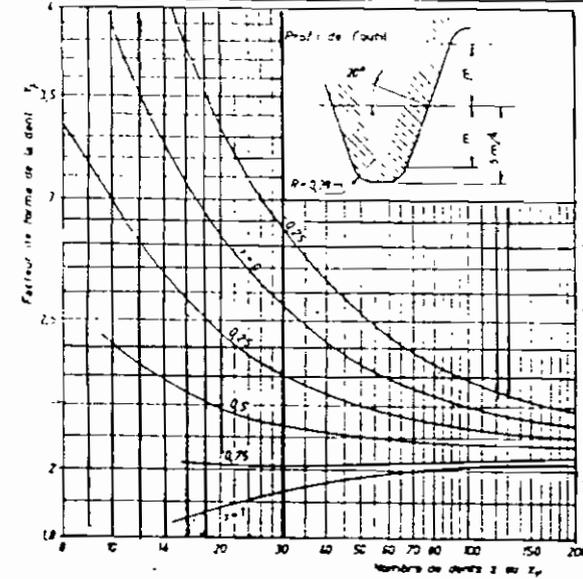
Mode d'usinage :	rectifié fin	rectifié grossier	fraisé fin	mal fraisé
Roues durcies, $Z_R =$	1,0	0,96	(0,94)	(0,9)
Roues améliorées, $Z_R =$	1,0	0,93	0,88	0,7

1) **Facteur géométrique Z_H**

Angle α'	18°	19°	20°	21°	22°	23°	24°	25°	26°
Facteur Z_H	1,84	1,80	1,76	1,73	1,70	1,67	1,64	1,62	1,59

2) **Facteur des matériaux Z_M**

Matériau de la roue 1	Matériau de la roue 2	Facteur Z_M $\sqrt{\text{daN/mm}}$	Matériau de la roue 1	Matériau de la roue 2	Facteur Z_M $\sqrt{\text{daN/mm}}$
Acier	Acier	86,7	Ft 25	Ft 20	61,0
	Ac clé 50-60	(86,2)	Ft 20	Ft 20	59,6
	Ft 20	69,5	Ac clé 50	Ac clé 50-60	85,6
	Ft 25	71,6		Ft 20	69,2
	FGS 42-50	82,0		FGS 50	80,7
	F CuSn 14	70,0			
CuSn 8	72,0				



3) **Facteur de conduite Z_ϵ**

Rapport de conduite ϵ	1,40	1,45	1,50	1,55	1,60	1,65	1,70	1,75	1,80
Facteur Z_ϵ	0,93	0,92	0,91	0,90	0,895	0,885	0,875	0,865	0,855

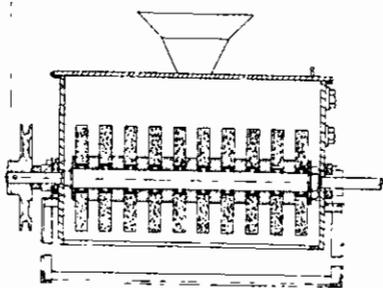
ANNEXE B:
RÉPERTOIRE DE MOULINS ET DE DÉCORTIQUEUSES

T TRANSFORMATION DES AUTRES CEREALES

Les céréales, avant d'être cuisinées, subissent une première transformation, constituée de deux étapes: le décortiquage, puis la mouture. Ce sont essentiellement les unités de transformation à petite échelle qui jouent actuellement un rôle prépondérant dans la transformation des céréales locales. Mais l'installation de telles unités nécessite des études préalables, tant sur le choix du matériel adapté aux besoins que sur l'organisation sociale et financière à mettre en place pour que le moulin soit viable.

■ DECORTIQUEURS

Le procédé utilisé pour le décortiquage des céréales (mil et sorgho en particulier) utilise le principe de l'abrasion. Le décortiqueur Engleberg est très répandu, notamment en Afrique. Cependant mil et sorgho nécessitent plusieurs passages pour un décortiquage complet, et un calibrage préalable est nécessaire. Le décortiqueur à disques commence à être diffusé. Il travaille sur grains secs (ce qui permet une meilleure conservation), grâce à des disques en carborundum ou en résinoïde. Cet appareil est polyvalent, et peut traiter dans un même lot des grains de taille variée.

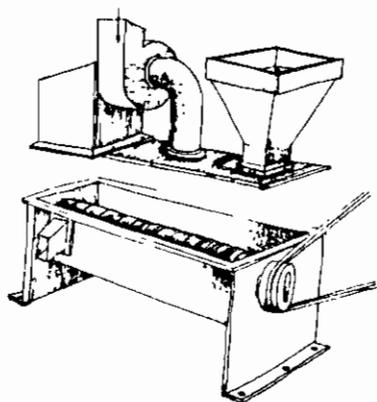


• Décortiqueur de céréales à disques manuel

Le décortiquage est effectué par une série de disques en carborundum montés sur un axe horizontal. Peu à peu, les disques, en tournant, enlèvent l'enveloppe protectrice du grain, jusqu'à l'épaisseur désirée. Capacité de la machine: 10 kg. Décortiquage en discontinu. Les grains décortiqués passent par une trappe actionnée par un levier. Possibilité d'adapter un moteur électrique 25 cv ou diesel 26-31 cv. 400-600 kg/j

ENDA Zimbabwe Ltd

- 14 Belvedere Road
- P.O. Box 3492
- HARARE
- Tél. 708569
- Tél. 708568
- ZIMBABWE



• Décortiqueur de céréales à disques

Décortiqueur à disques en carborundum. Permet d'éliminer les sons des grains de sorgho, de décortiquer mil et maïs. Fonctionne en discontinu; la machine est vidée après décortiquage en lots. Equipée d'une trémie et d'un ventilateur. Moteur électrique 5,5kW, triphasé ou diesel 10cv. Poids: 200kg. Prix (90): 2700USD. 600 kg/h

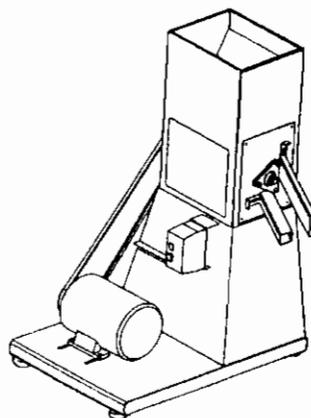
RHIC

Rural Industries Innovation Centre

- Private Bag 11
- KANYE
- Tél. 448/449
- Tél. 392/393
- Téléc. 2435 BD
- BOTSWANA

E.C.M.

- Avenue Bourguiba
- BP 305
- THIES
- SENEGAL

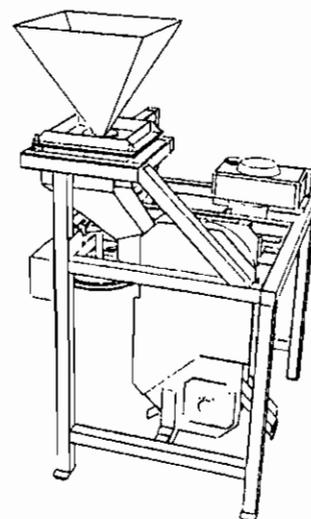


• Décortiqueur à disques pour mil et sorgho

Le décortiquage se fait à sec par abrasion. Ce décortiqueur fonctionne en continu et s'adapte donc aux besoins des petites minoteries rurales ou urbaines. Puissance du moteur: électrique 4 kW ou thermique 6 cv. Dim: 1.0 x 0.8 x 1.2 m. Le CIRAD est intéressé par la construction locale de ce modèle expérimental, et peut actuellement répondre à une petite demande. 50-100 kg/h selon décortiquage

CIRAD - Département des systèmes agroal. et ruraux

- 2477, Av du Val de Montferriand
- BP 5035
- MONTPELLIER 34032
- Tél. 67 61 57 33
- Téléc. 485221 F
- Fax: 67 61 12 23
- FRANCE

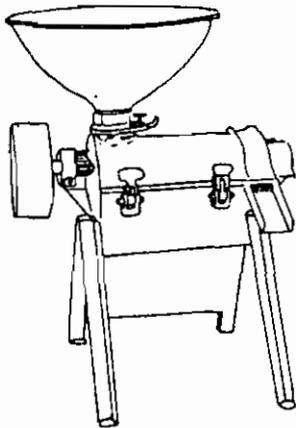


• Décortiqueur à Néré

Il fonctionne en continu, par décortiquage à sec par cisaillement. Deux modules: un de décortiquage et un de séparation amandes/coques. Entraînement par moteur thermique 4 cv. Dim: 1 x 0.85 x 1.7 m. Possibilité de décortiquer également le sump. 70 à 90 kg/h selon le produit

CIRAD - Département des systèmes agroal. et ruraux

- 2477, Av du Val de Montferriand
- BP 5035
- MONTPELLIER 34032
- Tél. 67 61 57 33
- Téléc. 485221 F
- Fax: 67 61 12 23
- FRANCE



• Décortiqueur de céréales à cylindre

Décortiqueur à cylindre cannelé de type Engleberg pour maïs, mil, riz. Existe en version électrique ou équipée d'un moteur thermique 8-10cv. Vitesse de rotation du moteur 800 à 1000tpm. Poids: 210kg. 210 kg/h

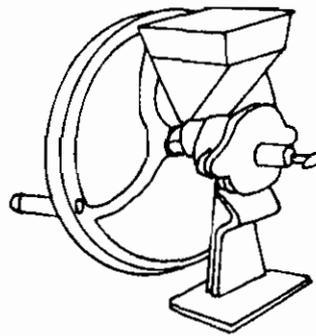
SACM

S^te Abidjanaise de Construction Mécanique

- 16 rue des Foreurs
- B.P. 4019
- ABIDJAN
- Tél : 35 53 16
- COTE D'IVOIRE

■ MOULINS A MAIN

Ces moulins sont de petite taille, et ont un débit de l'ordre de 10 kg/h. Ils sont en général équipés de meules de 9 à 10 cm de diamètre. Mais il est souvent nécessaire d'effectuer 2 ou 3 passages au moulin pour obtenir une farine de finesse équivalente à celle obtenue traditionnellement. Les moulins équipés de plus grosses meules ont un plus fort débit (20-40 kg/h), mais leur prix rejoint celui des petits moulins à moteur.



• Moulin à meules interchangeable

Moulin manuel équipé de meules en acier (90 mm de diamètre), interchangeable. Serrage des meules par vis de pression. Débit variable selon la finesse recherchée. Poids 13 kg. Il existe une version à moteur avec le même type de meules: moteur électrique monophasé (0,5 cv) dit "Tropicalisé", 220 V. Son débit est de 20 à 80 kg/h, son poids de 18 kg. 10 à 30 kg/h

RENSON Landrecies Sarl

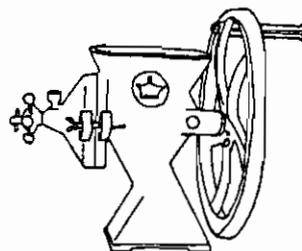
- 37 route d'Happegarbes
- R.P. 89
- LANDRECIES 59550
- Tél : 27 77 71 77
- Télex : 820 705 F
- Fax : 27 77 13 52
- FRANCE

TOY René S.A.

- Avenue des Reclusages
- R.P. 10
- MONTOIREL OIR 41800
- Tél : 54 85 01 10
- Télex : 751 484 F
- Fax : 54 72 60 67
- FRANCE

ELECTRA

- Moulins
- POUDENAS 47170
- Tél : 53 65 73 55
- Télex : 541 085 F
- Fax : 53 97 33 05
- FRANCE



• Moulin domestique Eco D525

Ce moulin manuel est actionné par une manivelle montée sur un volant. Il est possible d'y adapter un moteur. Le corps du moulin est en fonte. Disponible avec des meules métalliques ou en pierre artificielle. Diamètre des meules: 150 mm. Dim: 540 x 430 x 430 mm. Poids net: 23 kg. 7-10 kg de blé/h

SKIOLD A/S Maskinfabrikken

- Saeby, Kjeldgaardsweg
- P.O.Box 143
- SAEBY 9300
- Tél : 98 461311
- Telex : 60737 JESTO DK
- Fax : 98 467930
- DANEMARK

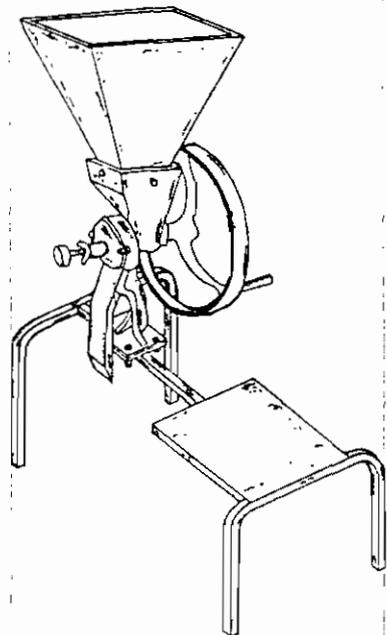
AGENG

Agricultural Engineers Ltd

- Ring Road Industrial Area
- PO Box 12127
- ACCRA North
- Tél : 228260
- Tél : 228292
- Télex : 2232 AGRICO GH
- GHANA

DEKLERK E^{ts}

- Place Lebon
- 14 Lehonplein
- BRUXELLES 1030
- Tél : 02 215 54 87
- Fax : 02 216 47 94
- BELGIQUE

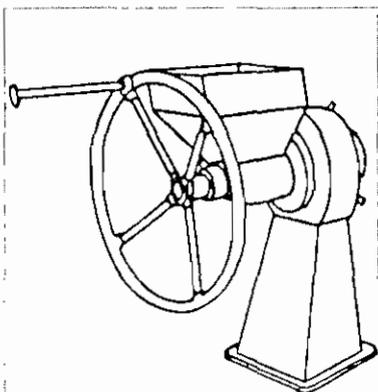


• Moulin à poste assis

Moulin à céréales à meules, monté sur un bâti. Il comprend une manivelle et un volant. Broie également arachide, piments et tomates. Vitesse 150 tpm. Poids 12 kg. Prix (1989): 40 675 FCFA. 23 kg/h

UPROMA

- BP 111
- KARA
- Tél : 60 61 01
- TOGO

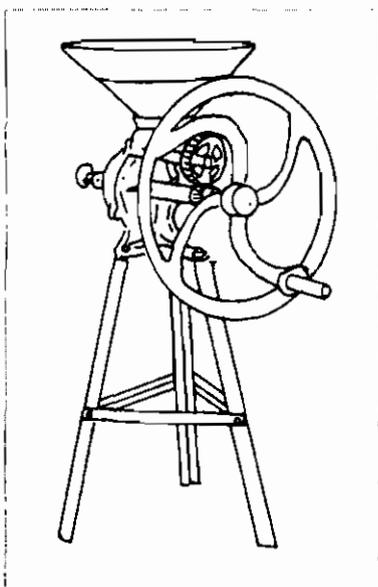


• Moulin type DUNIA

Ce moulin manuel a été conçu pour moudre maïs, blé, café... Il est entièrement en métal-soudure. Le nettoyage est aisé. NDUME propose également des moulins à marteaux à moteur électrique ou diesel de 2 à 20cv, à vitesse de rotation du rotor de 3000 à 4000tpm. Il existe une série de petits moulins de capacité entre 70 et 200kg/h et une autre série produisant entre 400 et 2500kg/h.

NDUME

- PO Box 6
- GIL GIL
- KENYA



• Moulin sur pied

Moulin à meules plates réversibles de 160 mm de diamètre. Montage à rotule, levier de déblocage instantané des meules. Est livré sur pieds ou sans pieds. Poids: 62 kg pour l'ensemble sur pieds avec volant-manivelle. 35 kg/h

SISMAR

S^{ie} Sahélienne de Matériel Agricole

- 20 rue Dr Thèze
- BP 3214
- DAKAR
- Tél : 21.24.30
- Tél : 22.24.30
- Téléc : 77121 SISMAR SG
- SENEGAL

SECA

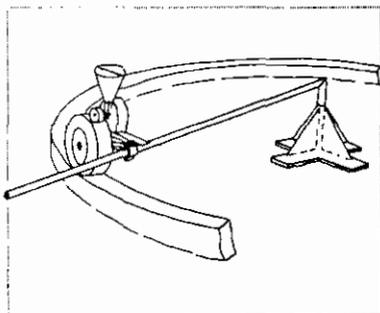
- Le Souveyron
- BRIE ET ANGONNÉS 38320
- Tél : 76 72 03 45
- FRANCE

G.NORTH Ltd

- P.O.Box 111
- Southerton
- HARARE
- Tél : 6371779
- ZIMBABWE

■ **MOULINS A TRACTION ANIMALE**

Ce type de moulin est techniquement bien au point. Sa diffusion reste toutefois limitée en raison d'un débit trop faible (entre 10 et 20 kg de farine fine/h) et de la difficulté à assurer correctement l'entretien et la conduite de l'animal.



• Moulin à traction animale

Moulin à meules mis au point par l'UNATA et un artisan sénégalais (Cheik Gueye, Gossas). L'animal tourne autour d'un muret sur lequel repose une roue. La roue en tournant, et grâce à un système de friction, entraîne le moulin. 10-20 kg/h

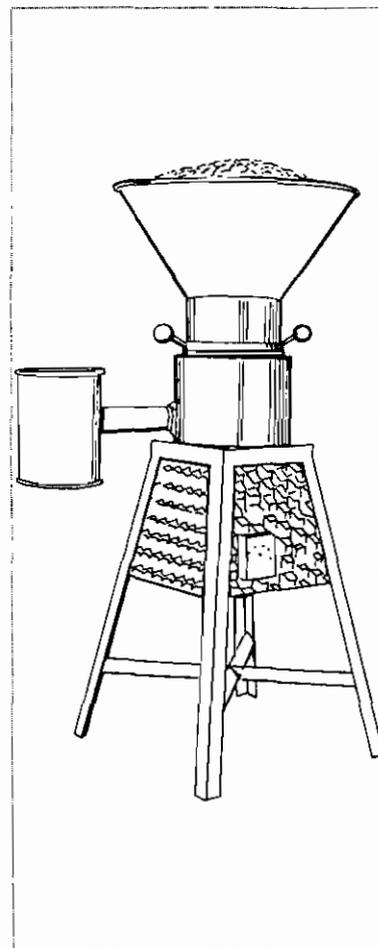
UNATA

Union for Appropriated Technology Assistance

- G. Van den Heuvelstraat 131
- RAMSEL 3140
- Tél : 32 16 561022
- Téléc : 32 21874 P.P.R.B.
- Fax : 32 16 562025
- BELGIQUE

■ **MOULINS A MEULES MOTORISES**

Les moulins à meules motorisés se sont beaucoup répandus dans certains pays (Bénin, Congo, Burkina, Mali). Ces appareils coûteux sont gérés par des artisans prestataires de services ou par des communautés. Le moulin est constitué d'une meule fixe et d'une meule mobile tournant sur la première. Les meules peuvent être métalliques, de corindon ou en pierre. Seules les meules en fonte sont réversibles, celles en pierre naturelle sont interchangeables, et celles en corindon re- taillables. La gamme des vitesses de rotation varie entre 350 et 900 tpm. Un changement périodique des meules est à prévoir.



• Moulin à meules en pierre naturelle

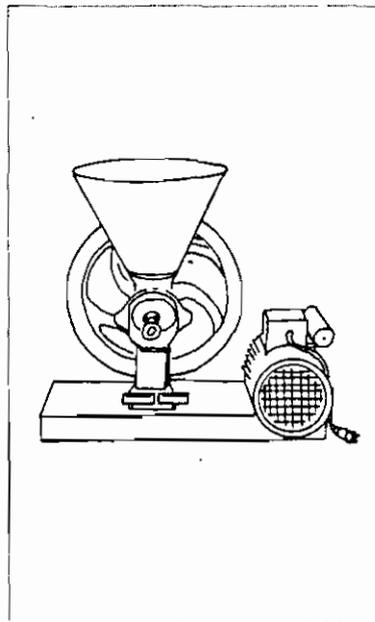
Moulin à meules interchangeables (200mm) en pierre naturelle. Permet d'obtenir des moutures très fines en un seul passage. L'entraînement est assuré par un moteur triphasé de 4cv. Alimentation par gravité avec agitateur. Toutes les céréales et légumineuses peuvent être moulues. Ejection de la farine par air ventilé. Capacité de la trémie: 40kg de blé. Poids: 73.5kg. 12 à 36 kg/h selon mouture

SAMAP S.A

- 1 rue du Moulin
- B.P 1
- ANDOLSHEIM 68280
- Tél : 89 71 46 36
- Téléc : 870 596
- Fax : 89 71 48 17
- FRANCE

DDD-PRESIDENT E^{ts}

- "El Molino"
- Chaussée de Dikkedus
- YPRES 89000
- Tél : 32 57 20 19 96
- Téléc : 85929 Kamlep
- Fax : 32 57 20 67 14
- BELGIQUE



• Moulin à faible débit

Version motorisée du modèle "The superior". Moulin à meules en fonte, avec moteur électrique monophasé (0.5cv) ou à essence (1.5cv). Permet de moudre ou concasser blé, maïs, mil, sorgho... Vitesse de rotation: 125-150tpm. L'ensemble motorisé pèse 22kg. Rendements: 60-80kg/h (concassage) et 30-33kg/h (farine).

DEKLERK E^s

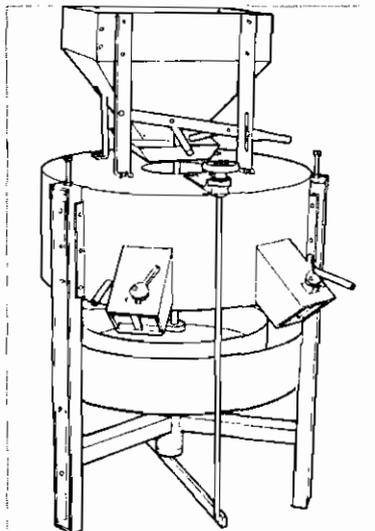
- Place Lehon
- 14 Lehonplein
- BRUXELLES 1030
- Tél : 02 215 54 87
- Fax : 02 216 47 94
- BELGIQUE

PENAGOS Hermanos & Cia. Lda

- Calle 28, Nn 20-80
- Apartado Aereo 689
- BUCARAMANGA
- Tél : 77735
- COLOMBIE

Bell C.S. Co

- 170 W Davis Street
- Box 291
- TIFFIN OH 44883
- Tél : (419) 448-0791
- USA

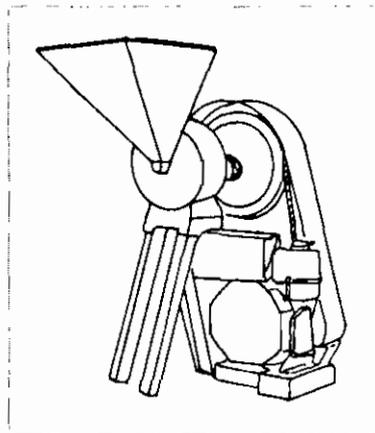


• Moulin à meules horizontales

Ce moulin est à meules horizontales. L'axe principal tourne dans deux roulements à billes auto-lubrifiants protégés de la poussière. Il est équipé d'un ressort de sureté, permettant la séparation des meules en cas de présence d'un objet étranger dans la machine. La finesse de la mouture est facilement réglable. Diamètre des meules: 500 mm. Moteur 5.5-7.5 cv, tournant à 550-600 tpm. Poids net: 185 kg. 250-400 kg/h

SKIOLD AIS Maskinfabrikken

- Saebj. Kjeldgaardsvej
- P.O. Box 143
- SAEBY 9300
- Tél : 98 461311
- Tél : 60737 JESTO DK
- Fax : 98 467930
- DANEMARK



• Moulin à fort débit

Ce moulin pour céréales sèches est équipé de meules en aggloméré (carbure de silicium 300 mm). Il peut être utilisé pour concasser (500 kg/h). Poids avec moteur: 240 à 260 kg. Il existe trois types d'entraînement: moteur électrique 7.5 cv, à essence 10 cv, diesel 10 cv. La version "New Pratic" requiert moins d'énergie: 3, 4.5 et 4.5 cv. Elle est conçue pour céréales sèches ou humides, et équipée d'un réservoir pour obtention de pâtes ou de jus. Ses meules font 200 mm de diamètre. Elle pèse 80 à 95 kg. 100-350 kg/h

RENSON Landrecies Sarl

- 37 route d'Happegardes
- B.P. 89
- LANDRECIES 59550
- Tél : 27 77 71 77
- Telex : 820 705 F
- Fax : 27 77 13 52
- FRANCE

ANGUH B.A.

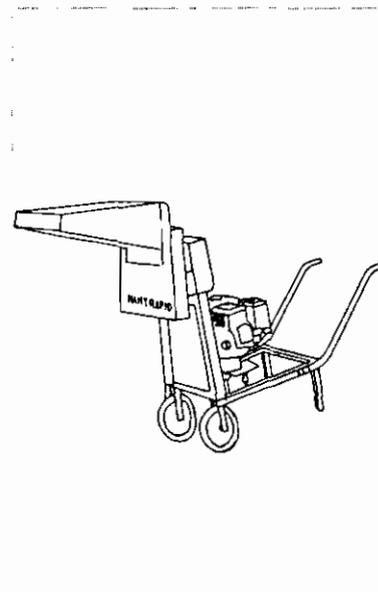
- P.O. Box 5075 NKWEN
- BAMBENDA
- CAMEROUN

TIXIER Frères E^s

- Lot. Zunière
- LURY-SUR-ARSON 18120
- Tél : 48 51 70 30
- Fax : 48 51 78 12
- FRANCE

■ MOULINS A MARTEAUX

Les moulins à marteaux nécessitent une vitesse de rotation élevée (de l'ordre de 3000 tpm), et ne peuvent donc pas être entraînés manuellement ou par traction animale. Ils sont de fabrication simple, mais peu polyvalents. Ils tolèrent mal les oléagineux et les céréales trop humides (qui colmatent les grilles). Leur principe de fonctionnement consiste à pulvériser le grain en farine en le projetant à grande vitesse contre la chambre de broyage. Le débit varie en fonction de la grille, du taux d'humidité du produit et de la puissance du moteur.



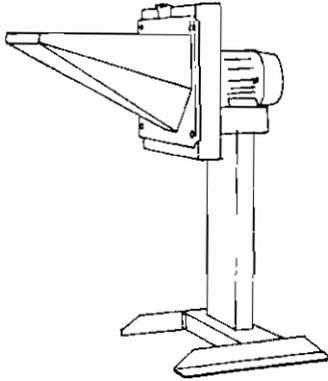
• Moulin mobile

Moulin à marteaux permettant de moudre tous les produits secs: maïs, mil, blé, sorgho, manioc, haricots... Moteur 5 cv, 3000 tpm. Consommation 1,5 l d'essence ordinaire/h. Transmission par courroie plate. Poids: 50 kg. Rendements: cossette de manioc: 450 kg/h ; maïs, mil, blé: 250 kg/h ; haricots: 200 kg/h. Prix (89) 498 500 CFA TTC. Facilement déplaçable grâce à ses roues. 250 kg de mil/h

GOPC

Outils Pour les Communautés

- Face Poste d'Akwa
- Derrière Photo AS
- B.P. 5946
- DOUALA - AKWA
- Tél. 42 12 28
- Telex : S/C 57 44 KN
- CAMEROUN



• Moulin à 9 à 12 marteaux

Broyeur à marteaux à débit variable en fonction du grain et du diamètre des trous de la grille. Grille couvrant toute la surface de la chambre de broyage. Le modèle BM12 est le plus petit: 12 marteaux, moteur 5.5cv, 3000tpm, 80kg. Il existe deux autres modèles, de 7.5 et 25 à 35 cv (ou commande par prise de force), à 16 et 20 marteaux, et de 95 et 100kg. Capacité de la trémie: 30l. 400 kg/h

TIXIER Frères E^e

- Lot. Zunlère
- LURY-SUR-ARNON 18120
- Tel : 48 51 70 30
- Fax : 48 51 78 12
- FRANCE

ABI Mécanique

- BP 343
- 45 rue Pierre et Marie Curie
- Zone 4 c
- ABIDJAN
- COTE D'IVOIRE

ECMA France

- Z.A. Boussieu Nicolas
- BOURGOIN-JALLIEU 38300
- Tél : 74 43 21 44
- Telex : 308 186F
- FRANCE

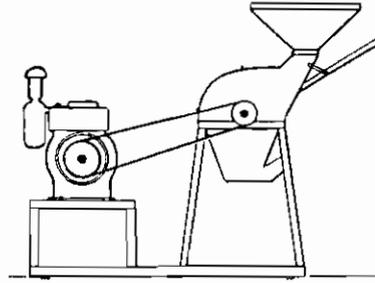
ALBERT et C^e Ateliers S.A.

- 2, rue Rivierre
- FLORETTIE (NAMUR) 5750
- Tél : 3281440035
- Tél : 081/440035
- Telex : 59 461 AL.FLO-B
- Fax : 081/441 708
- BELGIQUE

SISMAR

S^e Sahélienne de Matériel Agricole

- 20 rue Dr Thère
- BP 3214
- DAKAR
- Tél : 21.24.30
- Tél : 22.24.30
- Telex : 77121 SISMAR SG
- SENEGAL



• Moulin à 16 marteaux

Broyeur à 16 marteaux réversibles. Ensemble compact monté sur un châssis équipé d'amortisseurs de vibrations, posé à même le sol, protège-courroies et manivelle anti-retour. Conçu pour toutes céréales (mil, maïs, sorgho, riz, blé...) et pour le manioc. Entraîné par moteur électrique 7.5cv ou diesel 11cv à démarrage manuel. Dim: 2230x1700x680mm. Poids: 317kg. Prix: environ 3500FF. 300 kg/h

C^e d'Applications Mécaniques

- 10, avenue Faidherbe
- B.P. 397
- DAKAR
- Tél : (221) 23 30 40
- Telex : 21 677 et 21 610 SG
- Fax : (221) 23 30 76
- SENEGAL

TOY René S.A.

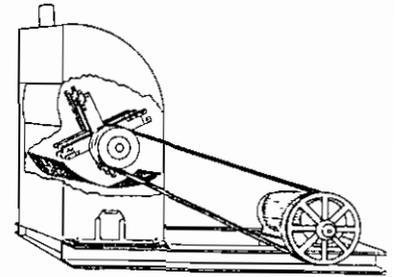
- Avenue des Reclusages
- B.P. 10
- MONTOIRE/LOIR 41800
- Tél : 54 85 01 10
- Telex : 751 484 F
- Fax : 54 72 60 67
- FRANCE

SKIOLD A/S Maskinfabrikken

- Saaby, Kjeldgaardsvej
- P.O.Box 143
- SAEBY 9300
- Tél : 98 461311
- Telex : 60737 JESTO DK
- Fax : 98 467930
- DANEMARK

NOGUEIRA CIMAG Maquinas Agricolas

- Rua 15 de Novembro, 741/781
- CP 7
- ITAPIRA SP CEP 13970
- Tél : (0192)63-1500 PABA
- BRESIL

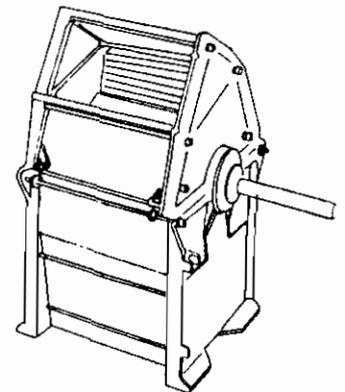


• Moulin de type MANIK

Moulin à marteaux réversibles 4 fois. Le tamis de la chambre de broyage peut être changé en une minute. La trémie est démontable afin de faciliter le transport. Puissance 8 12 cv, 4000 tpm. Poids: 70 kg. 180 200 kg/h

MANIK Engineers

- P.O.Box 1274
- ARUSHA
- Tél : 35207187
- Telex : 42126
- TANZANIE



• Moulin à décharge par le bas

Trois modèles de ce moulin sont disponibles: de 65, 74 et 88kg. Moteur 2, 2.5 et 7kW. Il permet de moudre des grains secs et produits à pulvériser humides. La partie inférieure peut s'ouvrir complètement, afin de faciliter la récupération de la farine. Existe également un modèle à soufflerie, pesant 114kg et nécessitant un moteur électrique 5cv ou essai 9cv. Vitesse: 3500-3800tpm. 250-2500 de maïs/h

Bell C.S. Co

- 170 W Davis Street
- Box 291
- TIFFIN OH 44883
- Tél : (419) 448-0791
- USA