

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



Ecole Supérieure Polytechnique
Centre de THIES

PROJET DE FIN D'ETUDES

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

**Titre : Conception d'un séchoir à cylindre
rotatif pour les produits granulés à base de
céréales (application au « arraw »).**

Auteur : Mame Abdou DIAGNE

Professeurs encadreurs : Mamadou SARR -
Salif GAYE
Paul DEMBA

Année académique : 2002/2003

DEDICACES

Après avoir rendu grâce à Dieu le Tout Puissant et prié sur son prophète (SAW),

Je remercie ma défunte mère et mon père

Je dédie ce modeste travail à :

- **ma famille (ma femme, mes enfants, mes frères et mes sœurs)**

REMERCIEMENTS

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à tous ceux qui de près ou de loin, de par leurs actes ou leurs conseils ont aidé à la réalisation de ce mémoire.

En particulier, nous adressons nos plus vifs remerciements à :

Monsieur Mamadou Sarr professeur à l'ESP

Monsieur Salif Gaye professeur à l'ESP

Monsieur Paul Demba professeur à l'ESP

Pour avoir bien voulu diriger ce projet, pour leurs conseils, leur soutien constant et leur disponibilité tout au long de cette étude.

Monsieur Dème professeur vacataire à l'ESP

Monsieur Séni Tamba professeur à l'ESP, qui nous a témoigné d'un soutien et d'une disponibilité sans précédent tout au long de cette étude.

Nos remerciements vont aussi à :

Madame Adu Thiaw Gaye professeur technique adjoint, responsable du laboratoire de chimie à l'ESP Thiès

Madame Rose Faye secrétaire au département de Génie Mécanique à l'ESP

Madame Thérèse Sylva secrétaire au Centre de Ressources Informatiques de l'ESP Thiès

Qui n'ont ménagé aucun effort et qui ont fait preuve d'une parfaite collaboration tout au long de ce projet.

PREAMBULE

Le PFE représente l'occasion de mettre en confrontation nos connaissances théoriques aux réalités professionnelles.

Ce projet de fin d'études intitulé « conception d'un séchoir à cylindre rotatif à gaz butane pour les produits granulés à base de céréale » est le prolongement d'une étude qui n'a pas encore atteint le résultat escompté.

Il s'agit ici :

- de maîtriser les caractéristiques techniques du produit à sécher
- d'identifier certains types de séchoir pour les produits granulés à base de céréale sur le marché
- de la recherche d'une meilleure alternative technologique de séchoir
- de dimensionner le séchoir (calculs, schéma de principes et plans)
- de dimensionner la chambre de production d'air chaud (calculs, schémas de principe)
- d'évaluer financièrement le prototype

Ce mémoire essaiera donc de relater au mieux et de manière chronologique les différentes étapes de la conception d'un séchoir adéquat.

TABLE DES MATIERES

Dédicaces.....	I
Remerciements.....	II
Préambule.....	III
Table des matières.....	IV
Liste des annexes.....	V
Liste des figures.....	VII
Liste des tableaux.....	VIII
Nomenclature.....	IX
<u>INTRODUCTION</u>	1
<u>CHAPITRE I</u> : Description de certains types de séchoirs pour les produits céréaliers.....	2
1.1 Séchoirs artisanaux et semi-industriels.....	2
1.1.1 Séchoir « cabane » Niang.....	2
1.1.2 Séchoir électrique (ITA/CERER).....	2
1.2 Séchoirs industriels.....	3
1.2.1 Séchoir à farine, type Frédéric Fouché.....	2
1.2.2 Séchoir vertical à plateau, type Vernon pour fécula.....	3
1.3 Analyse des modes de séchage.....	3
1.3.1 Séchage « cabane ».....	3
1.3.2 Séchage électrique.....	3
1.3.3 Séchage par type Frédéric Fouché ou par type Vernon.....	3
1.4 Alternatives technologiques.....	4
<u>CHAPITRE II</u> : Etude du produit à sécher.....	6
2.1 Matériel utilisé.....	6
2.2 Déroulement.....	6
2.2.1 Détermination de la teneur en humidité.....	7
2.2.2 La courbe de séchage.....	8
<u>CHAPITRE III</u> : Etude technique du séchoir.....	10
3.1 Le cylindre rotatif.....	11
3.1.1 Dimensionnement du cylindre rotatif.....	11
3.2 Dimensionnement du mécanisme d'entraînement.....	15

3..2.1 Calcul de la vitesse de rotation du séchoir.....	16
3..3. 2 Calcul de la puissance nécessaire.....	17
3.3 Calcul de la courroie de transmission réducteur/cylindre.....	20
3.4 Calcul de la courroie de transmission moteur/réducteur.....	27
CHAPITRE IV : Etude de la chambre de combustion.....	31
4.1 dimensionnement de la chambre de combustion.....	31
4.1.1 Bilan thermique.....	32
4.1.2 Calcul de l'installation pour la production de gaz chauds.....	34
4.1.3 Choix du brûleur.....	35
4.1.4 Choix du ventilateur de soufflage.....	35
4.2 Calcul des dimensions de la chambre de combustion.....	36
4.2.1 La combustion.....	36
4.2.2 Calcul des dimensions de l'enceinte intérieure.....	42
4.2.3 Calcul de l'épaisseur des murs de la chambre d'isolation.....	43
<u>CHAPITRE V</u> : Estimation du coût du prototype.....	46
<u>CONCLUSION</u>.....	48

LISTE DES ANNEXES

Annexe A

- Schéma du séchoir « cabane » Niang
- Schéma du séchoir électrique ITA/CERER
- Schéma du séchoir à farine, type Frédéric Fouché
- Schéma du séchoir vertical à plateau, type Vernon pour fécula

Annexe B

- Diagramme de Mollier

Annexe C

- Tableau 3.A. Facteur de service k_s
- Tableau 3.B. Dimensions des courroies trapézoïdales classiques et SI classiques
- Tableau 3.C. Facteurs de conversion Δ , pour les courroies classiques
- Tableau 3.D. Longueurs normalisées L et facteur de correction k , pour les courroies classiques
- Tableau 3.E. Longueur primitive L_p et facteur de correction k_2 , pour les courroies SI classiques
- Tableau 3.F. Constantes utilisées pour calculer la puissance brute des courroies
- Tableau 3. G. Facteurs appliqués de correction k_a
- Figure 3.H. Facteur k_l appliqué à l'angle d'enroulement
- Tableau 3.I. caractéristiques de moteurs monophasés

Annexe D

- Tableau 4.A . Caractéristiques de combustion des gazeux

Annexe E

- Schéma du couvercle- déversoir

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1. Variation du taux d'humidité sur la température

Figure 3.1. Schéma de principe du séchoir

Figure 3.2. Dessin d'ensemble du séchoir

Figure 3.3. Paramètres d'un système de transmission

Figure 3.4. Configuration des efforts sur le cylindre

Figure 3.5. Schéma du cylindre rotatif

Figure 3.6. Schéma cinématique du séchoir

Figure 4.1. Schéma de la chambre de combustion

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1. Caractéristiques de l'échantillon

Tableau 2.2. Relevé de l'expérience

Tableau 3.1. Désignation d'éléments du schéma de principe

Tableau 3.2. Désignation d'éléments du cylindre rotatif

Tableau 3.3. Coefficient de frottement de glissement

Tableau 3.4. Eléments du cylindre en rotation

Tableau 3.5. Caractéristiques techniques du moteur

Tableau 3.6. Caractéristiques techniques de la courroie type A, réducteur/cylindre

Tableau 3.7. Caractéristiques techniques de la courroie type A, moteur/réducteur

Tableau 4.1 Désignation d'éléments de la chambre de combustion

Tableau 4.2. Caractéristiques techniques du ventilateur de soufflage

Tableau 4.3. Analyse du gaz butane

Tableau 4.4. Etat d'évolution du système

Tableau 4.5. Relevé des chaleurs d'échauffement

Tableau 4.6. Valeur du coefficient d'échange pour l'air

Tableau 5.1. Coût estimé du cylindre rotatif

Tableau 5.1. Coût estimé de la chambre de combustion

NOMENCLATURE

Lettres latines

b : largeur (m)

C_p : chaleur spécifique à chaleur constante (J/kg.k)

C_r : couple résistant (N.m)

D : diamètre (m)

e : épaisseur (m)

E_{sp} : évaporation spécifique (kg.eau/m³.h)

F : force (N)

f : coefficient de frottement

G : débit horaire (kg/h)

h_i : enthalpie spécifique (kcal/kg)

h : coefficient de convection de l'air (w/m².°C)

L : longueur (m)

M : masse (kg)

n : vitesse de rotation (tr/mn)

P : puissance (watts)

q_{as} : quantité d'air sec (kg/h)

Q : quantité de chaleur (kcal)

S : surface (m²)

t : temps (mn)

T : température (°C)

U_e : quantité d'eau à éliminer (kg/h)

v : vitesse de rotation (m/s)

V : volume (m³)

V_i : volume d'air introduit (kg/h)

V_e : volume d'air évacué (kg/h)

V_s : volume spécifique (m³/kg)

x : titre de l'air (g/kg)

X : taux d'humidité (%)

X_i : teneur en humidité (%)

Lettres grecques

ΔT : différence de température ($^{\circ}\text{C}$)

η : rendement (%)

ϕ : puissance thermique (Watts)

ω : vitesse angulaire rad/s)

ν : angle d'inclinaison ($^{\circ}\text{C}$)

θ : angle d'enroulement ($^{\circ}\text{C}$)

ρ : masse volumique (kg/m^3)

CHAPITRE I :

DESCRIPTION DE CERTAINS TYPES DE SECHOIRS POUR LES PRODUITS CEREALIERS

INTRODUCTION

L'augmentation de la production de céréales au Sénégal joint, à l'appel lancé par les autorités sénégalaises pour conscientiser la population à la consommation des produits locaux après la dévaluation du franc CFA, a provoqué un accroissement notable du secteur artisanal et semi-industriel des produits secs à base de céréales. Ces unités ont une capacité de 0,5 à 5 tonnes/mois qui est un facteur limitant car ne pouvant plus satisfaire la demande. Il est donc indispensable de pouvoir disposer d'un appareil permettant d'assurer un séchage de qualité pour des grandes quantités de produit et ceci, dans le temps minimum.

Les opérateurs sont donc à la recherche d'une solution technique intermédiaire qui permette, par une diminution de la durée de séchage, une augmentation de la production sans un accroissement trop important des coûts de production. Le recours au gaz pourrait être intéressant en raison de son prix avantageux au Sénégal (12,5 F CFA contre 110 F CFA le kWh pour l'électricité). Le gaz pourrait être utilisé comme source d'énergie [13].

C'est dans ce but que nous essayons de mettre au point un type de séchoir à cylindre rotatif et à gaz butane pour les produits roulés.

La farine de céréale étant un produit très hygroscopique, et sujet aux moisissures, sa conservation nécessite, non seulement un emballage hermétiquement clos, mais encore, un séchage préalable à un taux d'humidité sensiblement inférieur à celui couramment admis pour son emploi.

En effet, la conception d'un séchoir approprié au besoin d'une unité de fabrication requiert plusieurs paramètres, dont la forme et la grosseur du produit, la distribution désirée des particules et l'estimation de la densité. Il faut aussi connaître la teneur en eau initiale du produit de même que la teneur finale souhaitée, la température maximale d'opération, etc.

CHAPITRE I : Description de certains types de séchoirs pour produits céréaliers

1.1. Séchage artisanal et semi-industriel

1.1.1. Séchoir solaire « cabane » Niang

Ce séchoir est formé d'un bâti en armure « bois de forme cubique tronqué recouvert de film plastique (transparent avec des sections « moustiquaires » pour les entrées (en bas) et sorties d'air (en haut). Le sol est recouvert de film en plastique. Utilisé comme une serre solaire passive dans laquelle on enferme les produits étalés sur des étagères remplies de claies.

1.1.2. Séchoir électrique (ITA/CERER)

Il est en tôle à convection fixée horizontalement avec recyclage d'air. L'enceinte de séchage contient huit claies de 0,5 m² pour une charge nominale de 13 kg d'arraw avec une puissance de ventilation de 1kW et une puissance thermique de 4,5 kW .

L'air traverse les produits par léchage et est recyclé en fuite pour repasser à l'attaque. Une armoire de commande fixe la consigne de température qui déclenche le chauffage par résistance électrique.

1.2. Séchage industriel

1.2.1. Séchoir à farine type Frédéric Fouché

Il comprend un faisceau tubulaire comportant deux plaques d'extrémité dans lesquelles sont mandrinés les tubes chauffants. L'entretoisement général du faisceau est mesuré par un tube central. Le séchoir est logé à l'intérieur d'un caisson en tôle calorifugé à la laine de verre et muni des orifices nécessaires pour l'entrée et la sortie de la farine d'une part, et pour l'évacuation de l'air d'autre part. La circulation d'air dans le séchoir se fait par l'aspiration d'un ventilateur dont le débit, calculé pour éviter les condensations, est réglé par un registre. Le dépoussiérage de l'air ainsi évacué est réalisé par un cyclone séparateur et la farine récupérée au cyclone est réutilisable.

1.2.2. Séchoir vertical à plateaux, type Vernon pour fécule

Ce séchoir est composé essentiellement d'une cuve en fonte, dans laquelle un système tubulaire rotatif porte à sa périphérie des palettes qui agitent les drêches et mettent celles-ci en contact avec les surfaces de chauffe. Ces palettes provoquent en même temps que l'agitation, l'avancement de la matière suivant les progrès de dessiccation vers la sortie du séchoir.

1.3. Analyse des modes de séchage

1.3.1. Séchage « cabane »

***Avantages**

Les produits sont protégés contre les éléments extérieurs (pluie, poussière, mouches...)

Le séchage s'effectue par l'utilisation de l'énergie solaire et de l'effet de serre.

***Inconvénients**

La circulation d'air est difficile par rapport à la ventilation naturelle extérieure. Le séchage est très limité en saison des pluies. Les matériaux de construction sont fragiles. La durée de séchage est très élevée.

1.3.2. Séchoir électrique

***Avantages**

Le produit séché est de bonne qualité et le fonctionnement est permanent indépendamment des conditions climatiques

***Inconvénients**

La capacité est faible, parce qu'elle est liée à la production d'énergie très limitée par les résistances électriques, et le cycle de séchage élevé pour un séchoir semi-industriel. Le coût de la maintenance est élevé puisqu'il faut un spécialiste. Le coût d'exploitation est également élevé.

1.3.3. Séchage par type Frédéric Fouché ou par type Vernon.

***Avantages**

Séchage impeccable d'importantes quantités de farine dans un temps minimum

***Inconvénients**

Le niveau d'investissement réclame une surface financière très importante et l'entretien et la maintenance sont très sérieux

1.4. Alternatives technologiques

Aucun de ces types de séchoirs présentés ne répond exactement aux critères que nous nous sommes fixés pour mettre en exergue les contraintes et les exigences du milieu telles que :

- des produits céréaliers de consommation locale de masse dont le prix d'achat est un facteur de vente déterminant, il doit donc être suffisamment attractif
- des entreprises dont la capacité d'appropriation technique sont encore limitées pour la plupart. La mutation technique doit donc être accompagnée et suivie avec les opérateurs pour éviter le parachutage.
- une évolution des capacités de production assez variable, selon les entrepreneurs, mais qui correspondent à des moyens techniques restant du domaine artisanal ou semi industriel.
- des ressources financières encore limitées obligent à réfléchir à des séchoirs constructibles localement.

Le potentiel technologique (compétences et pièces détachées de la sous région) est à ce titre un facteur majeur pour travailler sur des séchoirs adaptés à notre environnement. C'est la raison pour laquelle, nous nous proposons d'approfondir nos travaux de recherche sur un modèle de séchoir à cylindre rotatif à gaz butane.

Les séchoirs à cylindre rotatif ne datent pas d'aujourd'hui. Les tambours rotatifs sont essentiellement constitués par un tambour cylindrique ou conique, chauffé extérieurement et dans lequel la matière est mise continuellement en mouvement soit par rotation du tambour, soit par des palettes propulsives, soit par des mouvements combinés des tambours et des palettes, celles-ci pouvant tourner en sens inverse du tambour ou dans le même sens que lui. Dans les tambours coniques, il y'a progression de la matière par l'inclinaison des parois.

Dans ces séchoirs, la matière est non seulement remuée, mais elle progresse d'une extrémité à l'autre du tambour.

Leur application était essentiellement basée sur le séchage des argiles des cailloux etc.

Le procédé de séchage au gaz direct, était déconseillé jusqu'à tout récemment pour les denrées alimentaires, car il génère parfois des produits toxiques dans les aliments, comme les nitrosamines et les radicaux libres. Cependant selon Marzouk Benali, du laboratoire de recherche en diversification énergétique (IRDE) du centre canadien de la technologie des minéraux et de l'énergie (CANMET), la qualité actuelle du gaz naturel et le perfectionnement des nouveaux brûleurs à gaz rendent maintenant sécuritaire le séchage direct des aliments[14]. Des filtres sont donc souvent installés ; ils peuvent parvenir parfois à empêcher le passage des bactéries et autres micro-organismes si, ils sont suffisamment fins.

Mais pour plus de sécurité, nous optons pour le procédé de séchage au gaz indirect

Ce type de séchoir utilise deux modes de transmission de chaleur :

1°) la transmission de chaleur par convection. L'air chaud est en contact avec le produit de température différente. Dans le voisinage de la surface du corps à sécher, il y a toute fois application de la conduction, en ce sens que la viscosité provoque l'immobilité des molécules gazeuses. La convection est forcée, la circulation de l'air chaud est assuré par un ventilateur.

2°) La transmission de chaleur par conduction ainsi que l'échange thermique entre l'air chaud et le corps, se font dans l'intérieur du cylindre avec une partie du produit en contact direct avec les parois d'un cylindre grillagé (figure 3.2 , chap. 3) à une vitesse plus ou moins grande suivant la nature du produit à sécher. La chaleur est transmise du milieu où se trouve l'air chaud à un second milieu dans lequel se trouve le corps.

CHAPITRE II :

ETUDE DU PRODUIT A SECHER

CHAPITRE II : ETUDE DU PRODUIT A SECHER

Notre étude porte sur un produit dénommé « Arraw ». C'est un produit roulé à partir des farines de céréales tel que le maïs, le mil, le sorgho, le riz, etc.

La farine est humidifiée puis roulée pour être séchée avant d'être cuite.

Notre application porte sur le granulé à base de mil . Nous traiterons de la teneur en humidité du produit, de la courbe de séchage de laquelle résultent les diverses phases du séchage et de sa durée.

Nous allons essayer d'illustrer ces paramètres par une expérience au niveau de notre laboratoire de chimie.

2.1. Matériel utilisé

Une étuve thermique

Température maximale : 225°C

Température de fonctionnement : 101 à 103°C

Tension 230/240 volts

Puissance fournie : 1460 watts, rendement : $\eta = 90\%$

Une balance de précision de 1 /10000

Un hygromètre

Un thermomètre

Un dessiccateur

Deux capsules en porcelaine(74,7276 g ; 44,8296 g)

Produit « Arraw » : 500 g (quatre échantillons , ϕ des granulats compris entre 2 et 4 mm)

2 .2. Déroulement

Pour 5 grammes de produit, il faut déterminer la quantité d'eau à extraire pour une durée optimale de séchage.

Comme on a encore une connaissance limitée des mécanismes de séchage, il est essentiel d'expérimenter à petite échelle. Il faut peser un échantillon à intervalle de temps sans interrompre le procédé de mesurage , en s'assurant que les données représentent le mieux possible les conditions qui seront utilisées dans la réalité.

2.2.1. Détermination de la teneur en humidité

Afin de déterminer la masse sèche du produit, nous le plaçons dans une étuve à environ 103°C durant quatre heures jusqu'à ce que le produit atteigne sa déshydratation maximale pour pouvoir déterminer la teneur en humidité.

Il faudra bien préciser que le produit utilisé est fabriqué dans des conditions non standard pour maximiser son taux d'humidité (la taille et la quantité d'eau à la préparation ne sont pas normalisées).

Le taux d'humidité sera donné sur la base dite sèche, c'est à dire en prenant le rapport entre le poids de l'eau que contient le corps à sécher et ce même corps à l'état de siccité lorsqu'il a été débarrassé de toute son humidité [1].

x : taux d'humidité

M_h : masse du produit humide

M_s : masse du produit séché

M_e : masse d'eau évaporée

$$X = \frac{M_h - M_s}{M_s} = \frac{M_e}{M_s} \quad (2-1)$$

Résultats expérimentaux

M_h	2,0917 g
M_s	5,0054 g
M_e	2,9137 g
X	71%

Tableau 2.1. Caractéristiques de l'échantillon

Nous remarquons que le taux d'humidité est relativement important. Ce qui justifie le caractère très hygroscopique. C'est pour cela qu'il est nécessaire de normaliser certains paramètres liés au taux d'humidité en :

- uniformisant la taille du produit à sécher
- imposant une quantité d'eau à la préparation pour le roulage du produit.

A ce propos il convient de mentionner que les chercheurs de l'Institut de Technologie Alimentaire de Dakar (I.T.A) qui font la recherche dans le même domaine, ont essayé de rendre standard le produit à un taux d'humidité de 35%.

2.2.2. La courbe de séchage

Les courbes de séchage sont obtenues en portant en ordonnées les teneurs en eau du produit en cours de séchage et en abscisses les moments dans le temps où sont réalisés ces taux. Il en résulte que ces courbes donnent la diminution de la perte d'eau par le corps en fonction du temps.

Résultats expérimentaux

Masse-capsule+ produit(g)	44.8298	43.8952	43.3441	43.0056	42.8962	42.8615
Teneur-(%)		32	25	11,8	3,7	1,4
Durée de séchage(mn)	0	10	20	30	40	50

Tableau 2.2. Relevés de l'expérience

Allure de la courbe de séchage

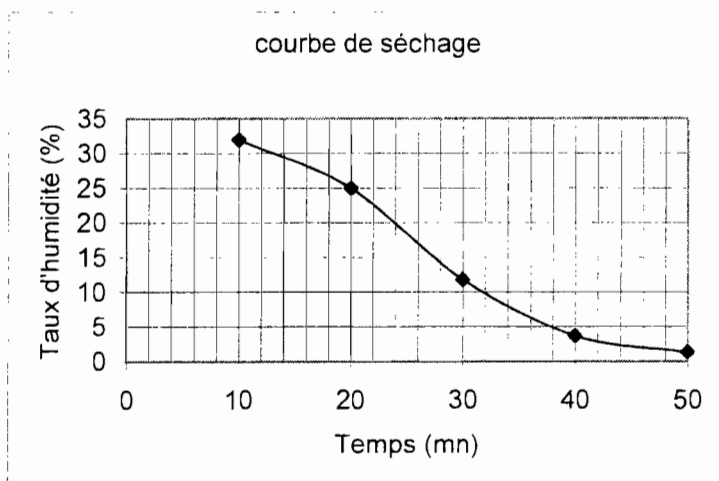


Figure 2.1. Variation du taux d'humidité sur la température

La courbe de séchage débute par une partie linéaire qui se poursuit par une courbe infléchie ; cette forme s'explique par le fait qu'au début, la surface du produit étant mouillée, la vitesse d'évaporation est donc constante et la tension de vapeur (la pression partielle de vapeur) à la surface du produit est la même. Dès que la diffusion interne de l'humidité ne peut plus compenser l'évaporation en surface, la vitesse d'évaporation diminue progressivement.

L'adhésivité est cette propriété qui fait que certains matériaux ont tendance à s'agglomérer et/ou à coller aux surfaces qu'ils touchent. Il est essentiel de maîtriser cette propriété pour garantir le bon fonctionnement du système de chauffage.

L'industrie alimentaire connaît depuis longtemps cette propriété de certains matériaux, qui intervient notamment dans le séchage de produits amorphes hautement hygroscopiques qui peuvent facilement se réhydrater en atmosphère humide.

L'adhésivité des produits a un impact négatif sur les procédés de séchage . par exemple, en séchage par pulvérisation, l'adhésivité peut entraîner une perte des qualités organoleptique par dégradation thermique sans compter la baisse de rendement.

Au – delà de ses effets sur la qualité, l'adhésivité est préoccupante à plus d'un titre parce que les particules agglomérées et les croûtes qui se formes sur les parois des séchoirs peuvent altérer l'hydrodynamique des appareils.

Pour palier à ces effets néfastes au séchage d'un produit tel que le « Arraw » nous optons d'équiper notre séchoir d'un cylindre intérieur grillagé pour réduire les surfaces de contact.

CHAPITRE III : ETUDE TECHNIQUE DU SECHOIR

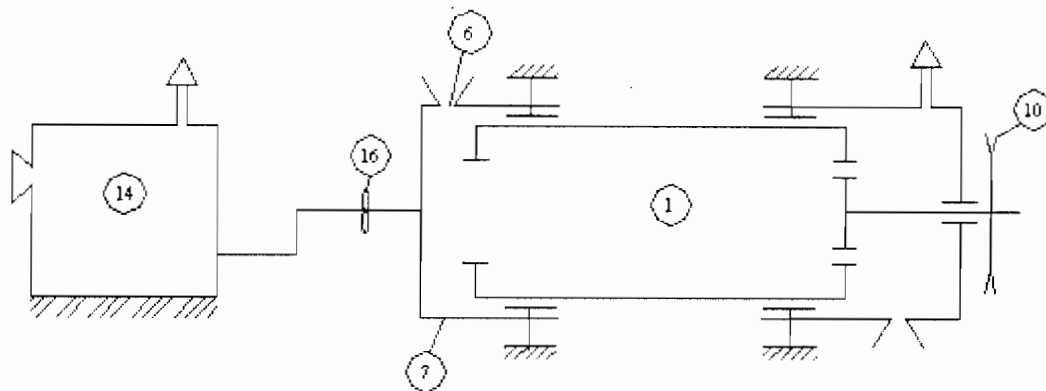


Figure 3.1 Schéma de principe du séchoir rotatif

Numérotation	1	14	16	6	10	7
Désignation	Cylindre rotatif	Chambre de combustion	ventilateur	trémie	poulie	support

Tableau 3.1 Désignation d'éléments du schéma de principe

Principe de fonctionnement

L'air aspiré par le ventilateur (16), traverse la chambre de combustion (14) où il s'échauffe avant d'arriver dans le cylindre rotatif (1).

La trémie (6) permet d'alimenter le cylindre rotatif en produit.

L'entraînement en rotation du cylindre est assuré par la poulie (10) qui est reliée à un moteur.

3.1. Cylindre rotatif

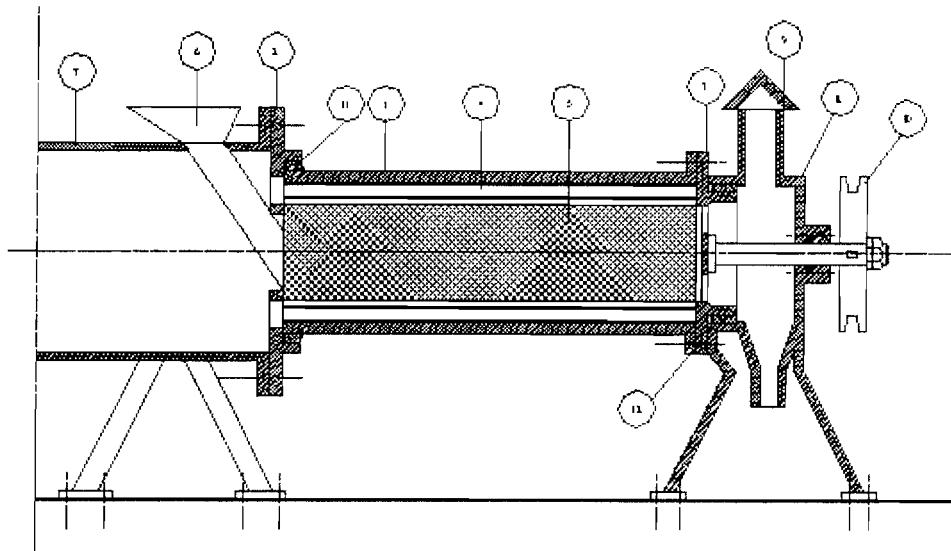


Figure 3.2 Dessin d'ensemble du séchoir

Numérotation	Désignation
1	Cylindre rotatif
2	couvercle
3	Couvercle déversoir
4	Chicanes à air
5	Cylindre grillagé
6	trémie
7	Chambre de ventilation
8	Chambre de récupération
9	cheminée
10	poulie
11	Bague en bronze
12	Bague en bronze

Tableau 3.2 : Désignation d'éléments du cylindre rotatif

3. 1.1. Dimensionnement du cylindre

On soumet au séchage un produit granulé d'arrow avec les caractéristiques suivantes.

- teneur initiale en humidité $X_i = 71\%$
- teneur finale en humidité $X_f = 10\%$
- température admissible du produit 70°C
- débit du séchoir (matériau sec) $G_f = 50 \text{ Kg/h}$
- température initiale du produit $T_i = 25^\circ\text{C}$
- température finale du produit $T_f = 40^\circ\text{C}$

- température de l'air chaud à 80°C (T_{ach})

L'état hygrométrique du milieu ambiant est déterminé par la température du thermomètre sec à 28°C (T_{as}), celle du thermomètre humide à 22°C (T_{ah}), à la pression atmosphérique de 1,013 bar.

a)- Calcul de la quantité de matière humide introduite dans le séchoir

$$G_i = G_f \frac{1 - X_f}{1 - X_i} \quad (3-1)$$

$$AN : G_i = 50 \times \frac{1 - 0.10}{1 - 0.71} = 155 \text{ kg/h}$$

b)- Calcul de la quantité d'eau à éliminer

$$U_e = G_i * \frac{X_i - X_f}{1 - X_f} \quad (3-2)$$

$$AN : U_e = 155,17 \times \frac{0.71 - 0,10}{1 - 0,10} = 105 \text{ kg/h}$$

La mesure de l'humidité relative de l'air et le relevé des valeurs des thermomètres sec et humide nous donnent les valeurs suivantes :

$\phi = 60\%$ humidité relative

température sec $T_{as} = 28^\circ\text{C}$

température humide $T_{ah} = 22^\circ\text{C}$

L'air à une humidité de 60% et à la température de 28°C permet de lire sur le diagramme de Mollier le titre et l'enthalpie spécifique :

$$x_1 = 14 \text{ g/kg}$$

$$h_1 = 15,25 \text{ kcal/kg.air sec}$$

$$V_s = 0,839 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Pour l'enthalpie spécifique de l'air sec. avec la chaleur massique de 0,24 kcal/kg.deg

$$h_{as} = C_p \times T_{as} \quad (3-3)$$

$$0,24 \times 28 = 6,72 \text{ kcal/kg air sec}$$

Et pour l'humidité de l'air

$$h_{ah(28)} = h_1 - h_{as} \quad (3-4)$$

$$15,25 - 6,72 = 8,53 \text{ kcal/kg air sec}$$

Cet air est chauffé selon une isotitre à une température de 80°C

- son titre se conserve $x_2 = x_1 = 14$ g/kg air sec
- son humidité relative devient $\varphi_2 = 0,04$
- son enthalpie spécifique $h_2 = 28$ kcal/kg

Pour l'air à 80 °C

$$h_{ach} = C_p \times T_{ach} \quad (3-5)$$
$$0,24 \times 80 = 19,2 \text{ kcal/kg air sec}$$

Et pour l'humidité de l'air :

$$h_{ah(80)} = h_2 - h_{ach} \quad (3-6)$$
$$28 - 19,2 = 8,8 \text{ kcal/kg air sec}$$

Cet air à 80°C doit emprunter un circuit qui impose des déperditions thermiques qui se traduisent par une chute de température de 10°C avant d'arriver à 70°C sur le produit.

L'air à 70°C traverse le produit et doit sortir sur un milieu ambiant de 60% d'humidité relative. Pour éviter la condensation de l'air chaud au contact de l'air atmosphérique, nous optons de faire sortir cet air à une humidité relative de 70%. Dans ces conditions de sortie nous avons :

- $h_3 = h_2 = 28$ kcal/kg
- $\varphi = 70\%$

Ces données permettent de lire sur le diagramme de Mollier :

- le titre $x_3 = 30$ g/kg air sec
- température $T_3 = 38^\circ\text{C}$
- volume spécifique $V_{s3} = 0,883$ m³/kg

De la chaleur totale h_3 on déduit : $0,24 \times 38 = 9,12$ kcal/kg pour l'air et une enthalpie :

$$h'_3 = h_3 - h_{T3}$$
$$h'_3 = 18,88 \text{ kcal/kg air sec}$$

De ces données, il en résulte que l'air chauffé évacue une quantité d'humidité égale à la différence :

$$x_2 = x_3 - x_1$$
$$x_2 = 16 \text{ g/kg-air sec}$$

Les 105 kg/h d'humidité nécessitent donc une quantité d'air :

$$q_{as} = \frac{U_e}{x_2} \quad (3-7)$$

$$\frac{105}{0,016} = 6562,5 \text{ kg/h - air - sec}$$

Le volume d'air introduit dans le séchoir est :

$$V_i = q_{as} (1 + x_1) v_s \quad (3-8)$$

$$\text{AN: } V_i = 6562,5 (1 + 0,014) 0,839 = 5583 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_i = 5583 \text{ m}^3/\text{h}$$

Et le volume d'air évacué du séchoir est :

$$V_e = q_{as} (1 + x_2) V_s \quad (3-9)$$

$$\text{AN: } V_e = 6562,5 \times (1 + 0,016) \times 0,839 = 5594 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_e = 5594 \text{ m}^3/\text{h}$$

c)- Calcul des dimensions du séchoir

Pour établir les données de construction du séchoir, il faut connaître expérimentalement : soit la durée de séchage du matériau, soit l'évaporation spécifique.

Pour la construction d'un prototype pour cette expérimentation, nous nous fixons à priori une durée de séchage de 35mn. L'expérience permettra de corriger ce paramètre dans les limites des températures d'entrée et de sortie du produit respectivement 25°C et 40°C.

La durée de séchage ainsi fixée nous permet de calculer le volume et les autres dimensions du séchoir, par la relation [2] :

$$V = \frac{G_i \cdot t}{\rho_m \cdot \beta} \quad (3-10)$$

V, volume du cylindre en m³

G_i, est la quantité de produit introduite dans le séchoir en kg/h

t, la durée du séchage en heure

ρ_m, la masse volumique moyenne du matériau, en kg/m³

β, le degré de remplissage du cylindre, en %

$$t = 0,6 \text{ h (35 mn)}$$

$$\beta = 20\%$$

$$\rho_m = 640 \text{ kg/m}^3$$

$$G_i = 155 \text{ kg/h}$$

$$\text{AN: } V = \frac{155 \times 0,6}{640 \times 0,20} = 0,726$$

$$V = 0,726 \text{ m}^3$$

Pour ce volume, l'évaporation spécifique admise se calcule par la relation ci-dessous :

réducteur de vitesse. Pour de très petites vitesses de rotation du cylindre et pour avoir une transmission élastique, on relie le moteur au réducteur par des courroies trapézoïdales, ce qui permet une position indépendante du moteur.

3.2.1. Calcul de la vitesse de rotation du séchoir

On considère que la durée du séchage est au maximum 35 mn :

Le temps de passage du matériau à travers le cylindre est déterminé par [2] :

$$t = K \times \frac{L}{n \times \text{tg} \alpha \times D_i} \text{ (mn)} \quad (3-13)$$

Dans laquelle :

K est un coefficient complexe, pratiquement égale à 0,5

n, est la vitesse de rotation du cylindre, en tour/min :

$$\text{tg} \alpha = \frac{\sin \nu}{\sin \varphi} \quad (3-14)$$

ν étant l'angle d'inclinaison du cylindre (1 à 6°C) et φ , l'angle de glissement du matériau.

D_i , le diamètre intérieur du cylindre (en mètre).

Pour du matériau en morceau ou granulé (plus ou moins gros) on peut utilise la relation [2] :

$$t = 0,205 \frac{L}{n \cdot \text{tg} \nu \cdot D_i} \quad (3-15)$$

Alors la vitesse de rotation du cylindre est déterminée par :

$$n = 0,205 \frac{L}{t \cdot \text{tg} \nu \cdot D_i} \quad (3-16)$$

Hypothèses

$$\nu = 1^\circ$$

D_i , étant le diamètre du cylindre grillagé

$$D_i = 0,5 \text{ m}$$

$$AN : n = 0,205 \frac{1,9}{35 \times \text{tg} 1^\circ \times 0,5} = 2 \text{ tr/mn}$$

Alors $n = 2 \text{ tr/mn}$

3.2.2. Calcul de la puissance nécessaire pour faire tourner le cylindre

- Calcul du couple moteur

Le cylindre en rotation, il est en contact en A et C (B centre de gravité) à d'autres corps, il existe une force de frottement qui s'oppose au glissement. On peut définir le coefficient de frottement, f , comme le rapport de la force tangentielle, sur la force normale supporté par le point de contact.

$$f = \frac{N_1}{R_1}$$

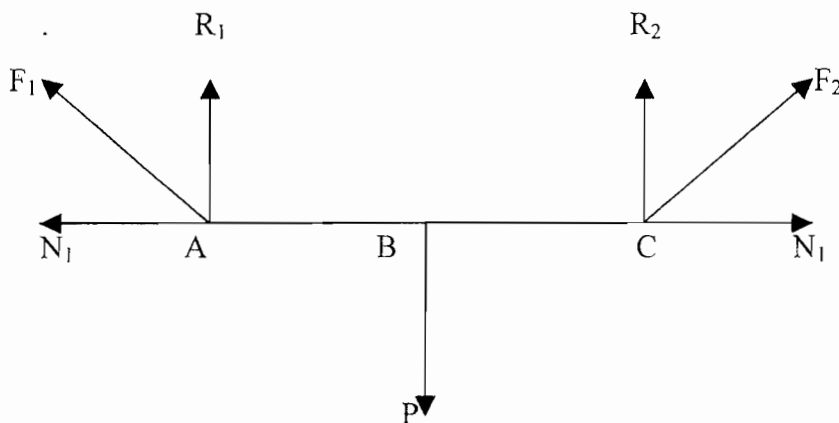


Figure 3.4 : Configuration des efforts sur le système

.Par symétrie nous pouvons dire que $P = R_1 + R_2$ et $R_1 = R_2$ alors :

$$P = 2R_1 = 2R_2$$

$$N = R_1 \text{tg} \varphi, \text{ et } \text{tg} \varphi = f$$

$$N = f \times \frac{P}{2} \quad (3-17)$$

Le coefficient de frottement f , étant appelé coefficient de frottement de glissement, sa valeur dépend :

- du couple de matériaux
- de la lubrification

$$E_{sp} = \frac{U_c}{V} \quad (3-11)$$

$$\text{AN :} \quad E_{sp} = \frac{105}{0,726} = 144,6$$

$$E_{sp} = 144,6 \text{ kg eau/m}^3 \cdot \text{h (pour ce produit)}$$

En considérant que le cylindre à un diamètre extérieur $D = 0,70 \text{ m}$, on obtient :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \times L \Rightarrow L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (3-12)$$

$$L = \frac{4 \times 0,726}{3,14 \times 0,70^2} = 1,9$$

$$\mathbf{L = 1,9 \text{ m}}$$

Cette longueur calculée est la longueur utile du cylindre.

3.2. Dimensionnement du mécanisme d'entraînement

Pour les séchoirs de faibles capacité, on emploie généralement des dispositifs d'entraînement à chaînes ou à courroies qui, du point de vue construction sont bien plus simples.

Les courroies, comme les chaînes, sont des éléments flexibles qui permettent de transmettre la puissance lorsque l'arbre moteur et l'arbre entraîné sont éloignés l'un de l'autre. Une transmission par courroies ou par chaînes constitue une solution plus simple et plus économique qu'une transmission par engrenages. Par ailleurs, l'élasticité de ces éléments permet d'absorber les chocs et les vibrations, ce qui contribue à rendre la transmission silencieuse et augmenter la durée de vie.

Notre choix se porte sur un entraînement par courroie qui est facile à remplacer tandis que la fréquence d'usure de la chaîne est souvent importante.

Le cylindre rotatif repose en ses extrémités par des bagues en bronze forgé, montées serrées sur le cylindre (voir figure 3.2, chap. 3)

L'entraînement se fait par une poulie et une courroie trapézoïdale, montée sur un arbre lié cylindre, qui à son tour, est entraîné par un moteur électrique, par l'intermédiaire d'un

- de l'état de surface des matériaux
- de la température

Matériau	f (matériau à sec)	f (matériau lubrifié)
Acier/Acier	0,5 à 0,20	0,10
Acier/bronze	0,1 5	0,10
Acier/Antifriction		0,5
Acier/Nylon		0,10 à 0,20
Acier/Téflon	0,05 à 0,15	
Acier/caoutchouc	0,25 à 0,45	
Fonte/fonte	0,15	0,10
Fonte/Ferro do	0,20 à 0,50	

Tableau 3.3 Coefficient de frottement de glissement

La relation (3-18) va nous permettre de déterminer le couple résistant au niveau du point A, en effet :

$$C_r = N \times R \quad (3-18)$$

Avec R = le rayon du cylindre

La masse du cylindre est estimée à partir du tableau 3-4 :

Dans ce tableau nous avons les différents éléments constituant le cylindre en rotation.

L'ensemble des masses de ces différents éléments plus la masse du produit qui traverse le séchoir constitue la masse totale entraînée en rotation

$$M = \sum (\text{masse des éléments}) + \text{masse produit}$$

$$M = M_e + M_p \quad (3-19)$$

M_e = masse des éléments

M_p = masse du produit

La masse du produit pour la durée de séchage

$$M_p = \frac{G_i \times 35}{60} = 90,40 \text{ kg}$$

Avec $G_i = 155 \text{ kg/h}$

Quantité	Désignation	Masse volumique(g/cm ³)	Volume(m ³)	Masse(kg)
1	cylindre	7,8	914.10 ⁻⁵	71,32
1	Cylindre grillagé	7,8	285.10 ⁻⁵	22,23
2	Bague en bronze	8,9	75,36.10 ⁻⁵	13,41
8	Chicane	7,8	6,62.10 ⁻⁴	41,30
1	couvercle	7,8	2,35	2,35
1	Axe	7,8	3,14.10 ⁻³	24,5

Tableau 3.4 Eléments du cylindre en rotation

Avec une majoration de 5%, $M_e = 183,8 \text{ kg}$

$$M_p = 90,40 \text{ kg}$$

$$M = 274,21 \text{ kg}$$

Avec la relation (18) et (19) nous allons déterminer le couple résistant

$$C_r = \frac{0,15 \times 274,21 \times 9,81}{2} \times 0,35 = 71 \text{ Nm}$$

$$C_r = 71 \text{ Nm}$$

Le couple admissible au niveau du réducteur sera supérieur ou égal à $2x C_r$.

$$C_a \geq 2.C_r \quad (3-20)$$

Le réducteur de vitesse est utilisé pour réduire la vitesse de rotation du moteur, augmenter le couple disponible du moteur et de répartir la puissance disponible du moteur.

- **Calcul de la puissance motrice**

La puissance admissible au niveau du réducteur de vitesse avec un rendement $\eta_1 = 0,9$

$$P_{aRed} \geq \frac{C_a \cdot W}{\eta} \quad (3-21)$$

$$P_{aRed} \geq 2 \times 71 \times \frac{2 \times \pi \times 2}{60 \times 0,9} = 33 \text{ Watts}$$

$$P_{aRed} \geq 33 \text{ Watts}$$

La puissance au niveau du moteur avec un rendement $\eta_2 = 0,90$

$$P_{aMot} \geq 37 \text{ Watts} \quad (3-22)$$

Notre choix se porte sur un moteur monophasé standard avec les caractéristiques suivantes :

Puissance nominale (kW)	0,225
Tension/fréquence (volts/Hz)	230/50Hz
Courant nominal (A)	1,8
Vitesse de rotation (tr/mn)	1500

Tableau 3.5 Caractéristiques techniques du moteur

Ce choix du moteur standard nous oblige à employer un réducteur d'une puissance supérieure ou égale à 0,225 kW.

La vitesse de rotation du moteur est grande. On va donc utiliser un réducteur de 1/150, dont le but est de réduire la vitesse de rotation du moteur. Le moteur type monophasé tourne très vite mais n'a pas beaucoup de force. Le réducteur qui réduit la vitesse va en contrepartie augmenter la force (couple) de l'axe du moteur dans un rapport inverse. Ainsi, si la vitesse du moteur est divisée par 150, alors le couple du moteur est théoriquement multiplié par 150.

3.3. Calcul de la courroie de transmission réducteur/cylindre

- **Nomenclature et géométrie des courroies**

La figure 3.3 illustre un système de transmission par courroie composé d'une poulie entraînée (1) et d'une poulie entraînée (2) reliées par une courroie.

Les paramètres de ce système sont les suivants :

D_1 : diamètre de la petite poulie (mm) .

D_2 : diamètre de la grande poulie (mm)

C : entraxe (distance entre les axes de rotation des poulies, en mm).

n_1 et n_2 : vitesses de rotation respectives des la petite et de la grande poulie (tr/min).

ω_1 et ω_2 : vitesses angulaires des poulies (rad/s).

F_1 : traction du brin moteur (N) .

F_2 : traction du brin entraîné (N).

θ_1 et θ_2 : angles de contact entre la courroie et les poulies, en degrés ($^\circ$) ou radians (rad)

f : coefficient de frottement entre la courroie et les poulies.

v : vitesse de la courroie (m/s).

b : largeur de la courroie (mm).

e : épaisseur de la courroie (mm)

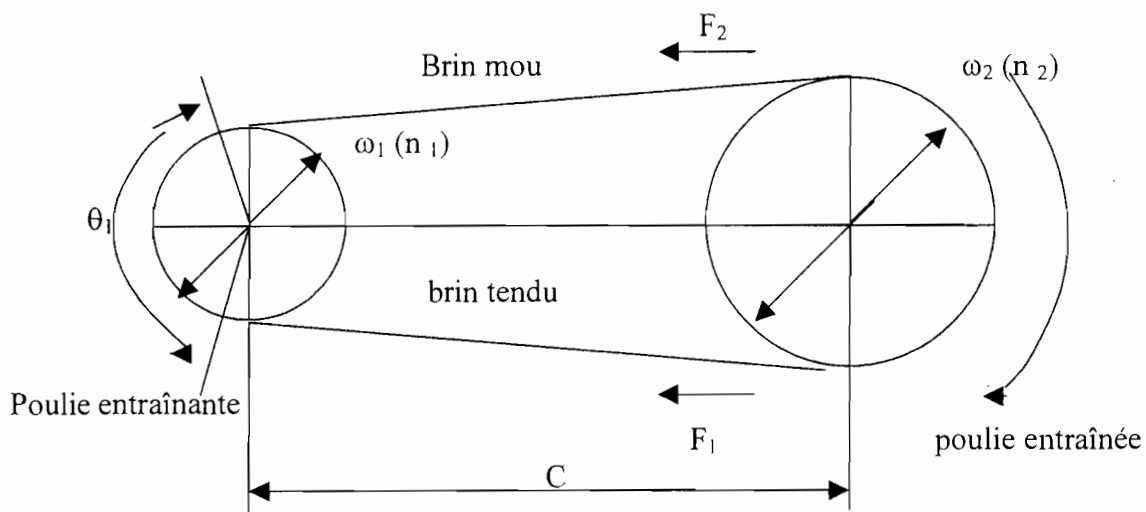


Figure 3.3 Paramètres d'un système de transmission par courroie.

Les courroies trapézoïdales sont caractérisées par :

- une grande résistance à la traction
- une résistance au fluage élastique due aux propriétés des fibres de renforts (notamment, leur faible rigidité)
- un rendement élevé (pouvant atteindre 95%) lorsque le système de transmission est bien conçu
- une durée de vie raisonnable (bonne résistance à la fatigue et à l'usure)

$$d_1 = \frac{n_2}{n_1} d_2 \quad (3-24)$$

$$d_1 = 100 \text{ mm}$$

Nous prenons donc $d_1 = 100 \text{ mm}$ et $d_2 = 500 \text{ mm}$

$$n_2 = \frac{d_1}{d_2} n_1 \quad (3-25)$$

$$n_2 = 2 \text{ tr/mn}$$

Ce qui constitue une valeur acceptable, puisque n_2 doit être de $2 \text{ tr/min} \pm 1\%$, c'est à dire de $1,99$ à $2,01 \text{ tr/min}$

L'angle d'enroulement sur la petite poulie est donné par :

$$\theta_1 = \pi - 2\beta \quad (3-26)$$

$$\beta = \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2C} \quad (3-27)$$

$$\beta = 23,5^\circ$$

$$\theta = 133^\circ$$

Cette valeur de l'angle d'enroulement est acceptable, car elle est supérieur à 130° .

On recommande pour les courroies à base de matière synthétique [6] :

$$\theta \geq 130^\circ$$

- **Calcul de la puissance brute**

Pour obtenir une longue durée de vie de la courroie, avec une fiabilité acceptable, on peut évaluer la puissance brute P_r à l'aide de l'équation empirique suivante [6]:

$$P_r = \left[c_1 - \frac{c_2}{d_1} - c_3 (rd_1)^2 - c_4 \log(rd_1) \right] rd_1 + c_2 r \left(1 - \frac{1}{k_A} \right) \quad (3-28)$$

Pour les courroies de type A (tabl.3.F)

$$c_1 = 0,852 ; c_2 = 1,342 ; c_3 = 2,436 \cdot 10^{-4} ; c_4 = 0,1703$$

Les constantes c_1, c_2, c_3, c_4 , sont des constantes de la section de la courroie, le paramètre r , quant à lui, représente la vitesse de la petite poulie (en tr/min) divisée par 1000, soit :

$$r = \frac{n_1}{1000} \quad (3-29)$$

$$r = 0,01$$

La conception et le choix des courroies sont essentiellement basés sur la capacité de ces dernières à transmettre la puissance requise à une vitesse donnée et dans des conditions d'utilisation déterminée. Le facteur limitatif est en général la traction que peut supporter la courroie. Par ailleurs, la traction répétée et la flexion dues à l'enroulement et au déroulement sur les poulies, peuvent entraîner la défaillance des courroies par fatigue. Il faut donc vérifier la résistance des courroies à la fatigue pour leur assurer une durée de vie satisfaisante.

Le dimensionnement de la transmission par courroies est basé donc sur les données de base suivantes :

- La puissance à transmettre
- La vitesse de rotation du cylindre à entraîner
- La vitesse de rotation de l'appareil entraînant
- L'entraxe ou les limites imposée par l'espace disponible (ce qui peut affecter le choix des dimensions des poulies)
- Les conditions d'utilisation :
 - nature de la charge
 - présence de vibrations, d'à-coups ou de chocs
 - température atmosphérique, taux d'humidité, propretés, ect...

- **Dimensionnement de la courroie d'entraînement entre le réducteur et le cylindre**

La vitesse de rotation du cylindre $n_2 = 2$ tr/mn

La vitesse de rotation du réducteur choisi $n_1 = 10$ tr/mn

La puissance fournie par le réducteur $P_{aRed} = 0,225$ kW

L'entraxe $C = 500$ mm

- **Détermination des diamètres des poulies**

En consultant le tableau 3.B en annexe (courroies type A, $P = 0,2$ à 5 hp), on trouve que le diamètre minimal de la petite poulie, d_{1min} , est de 66 mm.

Pour satisfaire aux conditions suivantes [2] :

$$d_2 < C < 3(d_1 + d_2) \quad (3-23)$$

d_2 doit être inférieur ou égal à 500 mm

Calculons maintenant d_1 :

$$rd_1 = 0,04$$

Par ailleurs, on sait que :

$$R_v = \frac{d_2}{d_1} \quad (3-30)$$

$$R_v = 5$$

Par conséquent (tabl 3-F) :

$$k_a = 1,1106$$

$$P_r = 0,69 \text{ hp, soit } 508 \text{ Watts}$$

- **Calcul de la puissance nette**

En pratique toutefois, les conditions d'utilisation sont différentes de celles à partir desquelles on évalue la puissance brute (équat.29). Il faut donc introduire des facteur de correction pour déterminer la puissance nette P'_r que la courroie peut transmettre. On a alors :

$$P'_r = k_1 \cdot k_2 \cdot P_r \quad (3-31)$$

La figure 3.H en annexe, indique que :

Pour un angle d'enroulement de 133° , $k_1 = 0,87$

Pour calculer k_2 , il faut d'abord connaître la longueur de la courroie :

Les équations utilisées pour calculer la longueur de la courroie font intervenir les diamètres primitifs des poulies, la longueur ainsi obtenue est donc la longueur primitive L_p

$$L_p = 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{d_2 - d_1}{4C} \quad (3-32)$$

$$L_p = 2022 \text{ mm}$$

Cette valeur est celle de la longueur primitive de la courroie L_p

C'est la longueur interne de la courroie, L_s qui est normalisée. Il faut donc déterminer L_s à l'aide de l'équation suivante :

$$L_s = L_p - \Delta \quad (3-33)$$

dans notre cas (tabl.3.B en annexe) :

$\Delta = 2,9p_0$ soit $73,66 \text{ mm}$, par conséquent . C'est un facteur de conversion qui est fonction de la section et de la longueur de la courroie.

$$L_s = 1948,34 \text{ mm}$$

La valeur normalisée obtenue à l'aide du tableau 3.C en annexe est égale à 80 po, soit 2032 mm, le même tableau donne la valeur de $k_2 = 1,04$

On a donc :

$$P'_r = 0,62 \text{ hp, soit } 384 \text{ W}$$

- **Calcul de la puissance effective.**

Pour tenir compte des conditions réelles d'utilisation d'une transmission, il faut faire intervenir un facteur de service k_s en plus des deux facteurs k_1 et k_2 . Ce facteur k_s rend compte de la nature de la source de puissance et du fonctionnement de la machine entraînée (taux de surcharge éventuelle, utilisation continue ou intermittente, conditions ambiantes, degré de fiabilité désiré, conséquences des pannes, etc.). La puissance effective P' est donnée par l'équation :

$$P' = k_s P_{\text{ared}} \quad (3-34)$$

On sait que pour un réducteur de vitesse entraîné par un moteur électrique dans les conditions normales (tabl.3.A) , $k_s = 1,2$

On a donc :

$$P' = 0,37 \text{ hp, soit } 270 \text{ W}$$

- **Calcul du nombre de courroies pour assurer l'entraînement du cylindre**

$$n_c = \frac{P'}{P'_r} \quad (3-35)$$

$$n_c = 0,59$$

$$P' < P'_r$$

Donc, il nous faut une seule courroie pour l'entraînement du cylindre

Calcul de l'entraxe final.

Le choix d'une longueur normalisée entraîne obligatoirement une modification correspondante de l'entraxe finale. Pour déterminer l'entraxe final, on procède de la façon suivante. Soit :

$$A = \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) \quad (3-36)$$

$$B = \frac{(d_1 - d_2)^2}{4} \quad (3-37)$$

On obtient alors une première évaluation de l'entraxe finale à partir de l'équation :

$$C' = \frac{L_p - A}{2} \quad (3-38)$$

Finalement, la valeur de l'entraxe est donnée par la relation :

$$C'' = C' - \frac{B}{2C'} \quad (3-39)$$

$$C'' = 503 \text{ mm}$$

- **Calcul de la fréquence de passage.**

Pour assurer une durée de vie satisfaisante à la courroie, il faut tenir compte de la fatigue causée par la flexion répétée due à son enroulement et à son déroulement sur les poulies. Pour cela, on utilise un paramètre appelé fréquence de passage, f_r , et défini par l'équation [6] :

$$f_r = \frac{v}{L_p} \quad (3-40)$$

Avec, v , la vitesse de la poulie N° 1

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \quad (3-41)$$

$$v = 52,33 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

On a donc :

$$f_r = 25 \cdot 10^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ce qui constitue une valeur acceptable puisque, pour les courroies à base de matière synthétique [6] :

$$f_r \leq 8 \cdot \text{s}^{-1}$$

Angle d'enroulement θ (°C)	133
Longueur primitive L_p (mm)	2022
Longueur normalisé L_n (mm)	1948,34
Entraxe C'' (mm)	503
Fréquence de passage f_r (s-1)	$25 \cdot 10^{-3}$

Tableau 3.6 : Caractéristiques techniques de la courroie type A, réducteur/cylindre

3.4. Calcul de la courroie d'entraînement moteur/réducteur

- **Détermination des diamètres des poulies**

Nous choisissons une transmission par courroie(s) trapézoïdale de type A, devant fonctionner dans les conditions d'utilisation (tabl 3.B, en annexe) :

- le moteur tourne à une vitesse de 1500 tr/mn avec une puissance de 0,34 hp
- l'arbre d'entrée du réducteur doit tourner à 10 tr/mn

Les limitations imposées par le souci de l'espace exigent que les diamètres des poulies soient optimaux et que l'entraxe C, soit d'environ 200 mm

Remarque :

Théoriquement l'arbre de sortie du moteur et l'arbre d'entrée du réducteur tourne à la même vitesse ($n_1 = n_2$).

Si nous nous basons des équations (24) et (25) :

$$d_2 < C < 3(d_1 + d_2)$$

d_2 doit être inférieur ou égal à 200 mm et :

$$d_1 = \frac{n_2}{n_1} d_2$$

Nous pouvons choisir :

$$d_1 = d_2 = 150 \text{ mm}$$

- **Calcul de l'angle d'enroulement des poulies**

A partir des équations (27) et (28)

$$\theta = 180 - 2\beta$$

ou

$$\beta = \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2C}$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$\theta = 180^\circ$$

Cette valeur de l'angle d'enroulement est acceptable, car elle est supérieure à 130°

- **Calcul de la puissance brute que peuvent supporter les courroies**

On sait qu'à partir de l'équation (29) :

$$P_r = \left[c_1 - \frac{c_2}{d_1} - c_3 (rd_1)^2 - c_4 \log(rd_1) \right] rd_1 + c_2 r \left(1 - \frac{1}{k_A} \right)$$

Pour les courroies type A (Tabl.3-F en annexe), on a :

$$C_1 = 0,8542 ; c_2 = 1,342 ; c_3 = 2,436.10^{-4} ; c_4 = 0,1703.10^{-3}$$

Puisque l'équation (30) :

$$r = \frac{n_1}{1000}$$

$$r = 1,5$$

$$rd_1 = 8,85$$

avec d_1 en po

Par ailleurs, on sait que l'équation (31) :

$$R_v = \frac{d_2}{d_1}$$

$$R_v = 1$$

Par conséquent (tabl 3.G en annexe)

$$k_a = 1$$

$$P_r = 1,938 \text{ hp, soit } 1426,37 \text{ Watts}$$

Calcul de la puissance nette que peut transmettre la courroie.

On sait que l'équation (32) :

$$P'_r = k_1 k_2 P_r$$

La figure 3.H en annexe permet de déterminer, pour un angle d'enroulement $\theta = 180^\circ$:

$$k_1 = 1$$

Puis pour calculer k_2 , il faut d'abord connaître la longueur primitive de la courroie par l'équation (33)

$$L_p = 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4C}$$

$$L_p = 871 \text{ mm}$$

La longueur normalisée la plus proche, on utilise l'équation (34)

$$L_s = L_p - \Delta$$

Ici $\Delta = 1,3 \text{ po}$ soit $33,02 \text{ mm}$ (tabl. 3-B annexe)

Par conséquent

$$L_s = 837,98 \text{ mm}$$

La valeur de L_s obtenue à l'aide du tableau IV-C (annexe) :

$$L_s = L_n = 889 \text{ mm}$$

Le même tableau donne la valeur de k_2 , soit 0,80.

On a donc finalement

$$P'_r = 1,55 \text{ hp, soit } 1141 \text{ Watts}$$

- **Calcul de la puissance effective du moteur**

On sait que la relation (35) :

$$P' = k_s P$$

Pour un réducteur entraîné par un moteur électrique, on a dans des conditions d'utilisation normales,

$$k_s = 1,2$$

Par conséquent

$$P' = 0,41 \text{ hp, soit } 301,7 \text{ Watts}$$

$$n_c = \frac{P'}{P'_r}$$

$$n_c = 0,26$$

$$P' < P'_r$$

Il faut donc choisir une seule courroie pour cette transmission

Calcul de la fréquence de passage.

On sait que l'équation (41)

$$f_r = \frac{v}{L_p}$$

Puisque :

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60}$$

$$v = 11,775 \text{ m/s}$$

On a donc :

$$f_r = 1,3 \cdot 10^{-2} \text{ s}^{-1}$$

Cette valeur de f_r est inférieure à 8 s^{-1} , ce qui est acceptable pour ce type de courroie

- **Calcul de l'entraxe finale**

La valeur de l'entraxe finale est donnée par la relation (40) suivante à partir des équations (37), (38), (39) :

$$C'' = C' - \frac{B}{2C'}$$

$$C = 200 \text{ mm}$$

Dans ce cas, le choix d'une longueur normalisée n'entraîne pas une modification de l'entraxe.

Angle d'enroulement θ ($^\circ$)	180$^\circ$
Longueur primitive L_p (mm)	871
Longueur normalisée L_n (mm)	889
Entraxe (mm) C (mm)	200
Fréquence de passage f_r (s^{-1})	$1,3 \cdot 10^{-2}$

Tableau 3.7 : caractéristiques techniques de la courroie type A moteur/réducteur

Avec une transmission par ces types courroies, le rapport de la vitesse de l'arbre moteur à celle de l'arbre entraîné n'est pas forcément constant, à cause du glissement qui se produit entre les courroies et leurs poulies et à cause du fluage des courroies. Par ailleurs, les courroies sont sensibles aux conditions d'utilisation et leur durée de vie dépendra du bon équilibrage des poulies avec les arbres de moteur et réducteur.

CHAPITRE IV :

ETUDE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

CHAPITRE IV : ETUDE DE LA CHAMBRE DE CHAUFFAGE

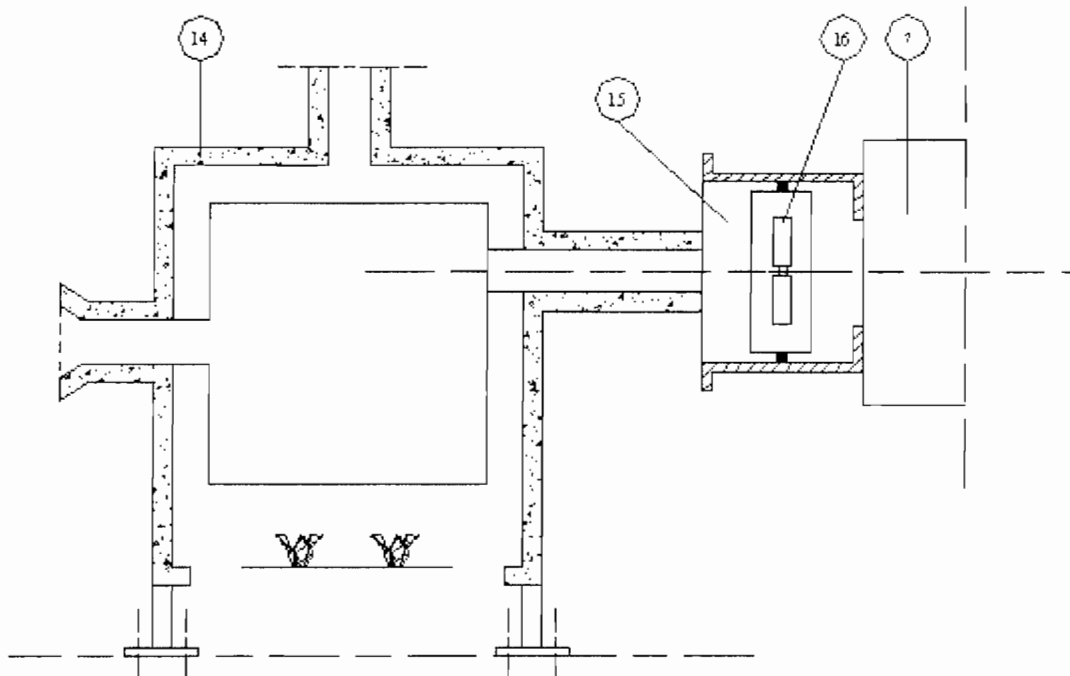


Figure 4.1 Schéma de la chambre de combustion

Numérotation	14	15	16	7
Désignation	Isolation et enceinte	Corps du ventilateur	ventilateur	Chambre de ventilation

Tableau 4.1. Désignation d'éléments de la chambre de combustion

4.1. Dimensionnement de la chambre de combustion

La chambre de combustion est composée d'une enceinte en briques réfractaire qui isole le générateur d'air chaud et l'installation de production de gaz chauds (fig. 4.1). Elle doit compenser toutes les pertes de chaleur composées de :

- la chaleur perdue par l'air évacué
- la chaleur perdue par le chauffage de l'air initial
- la chaleur du matériau chaud évacué
- les pertes par les parois du séchoir
- la chaleur utile consommée pour l'évaporation

pour quantifier toutes ces pertes nous allons procéder au bilan thermique et enfin calculer la production de gaz chauds.

4.1.1. Bilan thermique

- **La chaleur perdue par l'air évacué à 38°C (T₃)**

La chaleur nécessaire pour chauffer l'air sec résulte de la différence entre la quantité de chaleur contenue dans l'air sec introduit dans le séchoir et celle qui est contenue dans l'air sec évacué, rapportée à la quantité effectivement utilisée :

$$Q_1 = C_p \times (T_3 - T_{as}) q_{as} \quad (4-1)$$

AN :

C_p : 0,24 kcal/kg.K, est la chaleur massique de l'air sec

T₃ : température air sec évacué = 38°C

T_{as} : température de l'air sec aspiré = 28°C

q_{as} : débit d'air sec = 6562,5 kg/h air.sec

$$Q_1 = 15750 \text{ kcal/h}$$

- **La chaleur perdue par le chauffage de l'air initial**

La chaleur nécessaire pour le chauffage de l'eau résulte de la différence entre la chaleur contenue dans la vapeur d'eau de l'air chaud (80°C) et celle qui est introduite avec la vapeur d'eau de l'air initial.

$$Q_2 = (h_{ah(80)} - h_{ah(28)}) q_{as} \quad (4-2)$$

AN :

h_{ah(80)} : l'enthalpie de l'air à 80°C = 8,8 kcal/kg.air sec

h_{ah(28)} : l'enthalpie de l'air à 28°C = 8,53 kcal/kg.air sec

$$Q_2 = 1771 \text{ kcal/h}$$

- **La chaleur du matériau évacuée**

$$Q_3 = 1000 C_{p_m} (T_e - T_i) \quad (4-3)$$

AN :

C_{p_m} : = chaleur massique du produit (maïs) étant de 0,35 kcal/kg.K [7]

$T_3 = T_e$: température de l'air évacué = 38°C

T_i : température initial du produit = 25°C

$$Q_3 = 4550 \text{ kcal/h}$$

- **Les pertes par les parois du séchoir**

Si on prend un isolant de laine minérale de 5 cm d'épaisseur, avec une perte spécifique de 50 kcal/m².h. les pertes de chaleur par surface extérieure se calcule ainsi [2] :

$$Q_4 = 50\pi DL \quad (4-4)$$

AN:

D: diamètre extérieure du cylindre = 0,70 m

L: la longueur utile = 1,90 m

$$Q_4 = 208,81 \text{ kcal/h}$$

- **La chaleur utile consommée par l'évaporation de l'eau éliminée**

C'est la différence entre la chaleur contenue dans la vapeur d'eau évacuée avec l'air, et celle qui est contenue dans la vapeur d'eau de l'air chaud introduit dans le séchoir, rapportée à la quantité d'air sec utilisée :

$$Q_u = (h'_3 - h_{ah(80)})q_{as} \quad (4-5)$$

AN :

h'_3 : (enthalpie de l'air humide à la sortie avec $\phi = 70\%$) = 18,88 kcal/kg.air.sec

$h_{ah(80)}$: (enthalpie de l'air à 80°C) = 8,8 kcal/kg.air sec

$$Q_u = 66150 \text{ kcal/h}$$

La chaleur totale fournie:

$$Q_t = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_u) \quad (4-6)$$

$$Q_t = 88429 \text{ kcal/h}$$

La chaleur totale utile étant : **66150 kcal/h**, alors le rendement du séchoir :

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_t} \quad (4-7)$$

$$\eta = 75\%$$

4.1.2. Calcul de l'installation pour la production de gaz chauds

L'installation pour la production des gaz chauds doit couvrir non seulement la quantité de chaleur calculée précédemment, mais aussi tenir compte des variations hygrométriques et de la température de l'air admis dans l'enceinte.

- **Première approche**

Pour faire une estimation, dans ce genre d'installations, nous prenons en considération, la quantité de chaleur totale fournie et le pouvoir calorifique inférieur du combustible [12]. Dans notre cas, le pouvoir calorifique du combustible (la quantité de chaleur dégagée par combustion complète d'un kg de combustible ou d'un m³, pour un combustible gazeux) (P_{ci}) est : 26507 kcal/m³ (110800 kJ/m³, voir annexe)

$$C = \frac{Q_t}{P_{ci}}$$

$$C = \frac{88429}{26507(\text{kcal/m}^3)} = 3,33 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Consommation de butane : $C = 3,33 \text{ m}^3/\text{h}$, soit environ 6,66 kg/h

Le rendement des générateurs de gaz chauds peuvent atteindre 92 à 93%.

On calcul la consommation totale (C_t) de gaz au brûleur, pour un rendement de 0,9 ; ainsi :

$$C_t = \frac{C}{\eta} \quad (4-8)$$

soit $C_t = 3,70 \text{ m}^3/\text{h}$

- **Deuxième approche**

Pour faire une estimation de la consommation de combustible dans ces genres d'installations, on peut partir aussi des consommations usuelles de 900 à 1000 kcal/kg d'eau évaporée [2], éq : 4-9. Dans ce cas la consommation de combustible est :

$$C = \frac{Ue \times 900}{P_{ci}} \quad (4-9)$$

AN :

$$C = 3,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

Remarque :

Toutes les deux approches sont sensiblement égales

4.1.3. Choix du brûleur

Nous utilisons un brûleur simple, le modèle 1260 associé au tuyau d'extension court n° 1112, la poignée standard n° 1340 avec une valve marche/arrêt, 2 mètres de tuyau haute pression et un petit régulateur 1051. celui permettra de délivrer jusqu'à 0,069 bar. Ce brûleur est très puissant, mais sa puissance peut être réduite au même niveau que la flamme d'une bougie. Cela permet d'accélérer le feu lorsque c'est nécessaire pour aller jusqu'à une puissance de 110 kW [14].

A partir du bilan thermique on détermine la quantité de combustible nécessaire au processus suivant le pouvoir calorifique inférieur de celui-ci.

Il en résulte une quantité de gaz qui doit parcourir le séchoir et qui détermine sa vitesse, telle que l'entraînement du matériau sec dans les gaz ne dépassent pas certaines limites. Tout matériau entraîné est récupéré de manière que le gaz ne contienne pas plus de 10mg/m^3 de matériau en poussière, pour des considération de protection, on arrive à la conclusion que la vitesse admissible dans le séchoir est déterminé par la transmission de la chaleur et les pertes de pression dans le système, ce qui détermine en partie la consommation d'énergie.

C'est ainsi que l'on considère que la vitesse admissible est de 3 à 5 m/s [2]. Ce qui conduit à des sections de dimensions modérées.

4.1.4. Choix de ventilateur de soufflage

L'air de séchage est chauffé et transporté jusqu'au corps à sécher par l'action de ventilateur.

La relation (9), nous détermine le débit d'air chaud (V_i) à introduire dans le séchoir :

$$V_i = 5583\text{m}^3/\text{h}$$

Ce débit d'air correspond au débit d'air du ventilateur.

Notre choix se porte sur un ventilateur hélicoïdal à couplage direct. Le ventilateur se compose d'une virole en tôle muni d'un distributeur et d'un diffuseur pour augmenter considérablement le rendement (95%). L'entraînement se fait par un moteur électrique qui entraîne les ailettes fixées sur l'arbre dont le mouvement rapide de rotation motive une prise de vitesse de l'air (saisi par les ailettes) laquelle vitesse transformée en pression (charge utile) provoque une poussée de l'air qui traverse le cylindre en rotation .

Cette pression ou charge utile sert :

- à faire passer l'air d'un lieu placé non loin de l'entrée du séchoir à un second lieu placé à la sortie du séchoir en ayant à vaincre des résistances dans la cheminée d'aspiration, dans le ventilateur lui-même, dans la chambre de combustion, dans le séchoir et dans la cheminée d'évacuation
- à donner à l'air la vitesse qu'il doit avoir à l'extrémité de la cheminée d'évacuation.

Puissance (kW)	0,40
Débit d'air (m ³ /h)	2200 à 6000
Alimentation (volts/Hz)	220/50
Vitesse (tr/min)	750 à 1500

Tableau 4.2 : caractéristiques techniques du ventilateur de soufflage

4.2. Calcul des dimensions de la chambre de combustion

4.2.1. La combustion

La combustion est une réaction chimique exothermique (dégageant de la chaleur), résultant de la combinaison d'un corps (butane) appelé combustible avec l'oxygène appelé comburant. Celle-ci ne peut s'amorcer qu'en présence d'une énergie dite « démarrage », c'est la source de chaleur.

- **Calcul du pouvoir comburivore théorique du combustible, A_0**

Le pouvoir comburivore théorique, est la quantité d'air nécessaire pour assurer la combustion complète d'un kg de combustible. Le pouvoir comburivore théorique est noté A_0 et est exprimé en kg d'air par kg de combustible.

L'analyse centésimale du combustible (C_4H_{10}) a donné la composition suivante en masse :

Elément	Masse atomique	%
Carbone	12	82,75
Hydrogène	1	17,24

Tableau 4.3 Analyse du gaz butane

Cherchons la quantité d'oxygène nécessaire pour la combustion :

- Combustion du carbone C_c :



$$C_c = \frac{2M_o \times m_c}{M_c} \quad (4-11)$$

AN :

masse atomique de l'oxygène $M_o = 16 \text{ g}$

masse de carbone contenue dans un kg de butane, $m_c = 827,5 \text{ g}$

masse atomique du carbone, $M_c = 12 \text{ g}$

$$C_c = 2006,66 \text{ g d'oxygène}$$

Combustion de l'hydrogène C_h :



$$C_h = \frac{M_o \times m_h}{M_h} \quad (4-13)$$

AN :

masse d'hydrogène contenu dans un kg de butane, $m_h = 174,2 \text{ g}$

masse molaire d'hydrogène $M_h = 2 \text{ g}$

$$C_c = 1379,2 \text{ g d'oxygène}$$

Au total, la combustion nécessite 3385,86 g d'oxygène.

Sachant que, pour des conditions moyennes de température et de pression de l'air ambiant, on a environ 230 g d'oxygène dans un kg d'air, on a :

$$\underline{A_0 = 3385,86/230 = 14,72 \text{ kg d'air/kg de combustible}}$$

- **Calcul du pouvoir fumigène, P_f**

C'est, par définition, la masse de fumées obtenue lors de la combustion complète d'un kg de combustible .

Si x , en pourcentage est la teneur en cendres du combustible, en écrivant la conservation de la masse, on a :

$P_f = (A + 1) - x/100$, P_f en kg de fumée par kg de combustible. En effet, on considère le mélange :

A. kg d'air et 1 kg de combustible qui réagit.

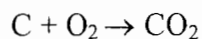
En l'absence d'imbrûlés, le pouvoir fumigène, P_f vaut :

$$P_f = A_0 + 1 \quad (4-14)$$

$P_f = 15,72$ kg de fumées/kg de butane

- **Cherchons la teneur en CO_2 dans les fumées .**

Le gaz carbonique provient de la réaction :



La combustion d'un kg de combustible contenant 827,5 g de carbone libère

$$M = \frac{M_{mc} \times mc}{M_c} \quad (4-15)$$

AN :

masse de gaz carbonique $M_{mc} = 44$ g

masse atomique du carbone $M_c = 12$ g

soit $M = 3,034$ kg de CO_2

donc la teneur en CO_2 des fumées est :

$$CO_2\% = \frac{M \times 100}{P_f} \quad (4-16)$$

AN :

quantité de CO_2 libéré par 1 kg de combustible : $M = 3,034$ kg

pouvoir fumigène : $P_f = 15,72$ kg

$$CO_2\% = 19,30\%$$

- **Calcul de la température théorique de combustion**

C'est la température t_h à laquelle sont portés les produits de combustion (fumées) du fait de la chaleur dégagée par la combustion. On suppose que la combustion est complète (sans imbrûlés, et sans cendre), c'est à dire :

- tout azote reste comme azote ;
- tout hydrogène est oxydé pour donner de la vapeur d'eau ;
- tout carbone est oxydé pour produire du CO. L'oxygène restant sert à oxyder une partie de CO à CO₂
- s'il y'a assez d'oxygène pour oxyder tout le carbone en CO₂, l'oxygène restant en excès est sous forme d'oxygène libre.

Nous considérons initialement le mélange formé par un kg de combustible et A kg d'air comburant . On obtient, en fin d'évolution (A + 1) kg de fumées.

Le système va évoluer entre les deux états suivants : (voir tableau 4.4)

Température		Chaleur massique à pression constante
T _a	Etat initial : A kg d'air	C _a
T _c	1 kg de combustible	C _{co}
T _h	Etat final (A + 1) kg de fumées	C _f

Tableau 4.4 Etat d'évolution du système

Si, on applique le premier principe de la thermodynamique, la chaleur dégagée par la combustion à pression constante Q_p est égale à la variation d'enthalpie du système.

$$Q_p = \Delta H = H_f - H_i \quad (4-17)$$

$$H_f = (1 + A) \int_0^{T_h} C_f dT \quad (4-18)$$

$$H_i = A \int_0^{T_a} C_a dT + \int_0^{T_c} C_{co} dT \quad (4-19)$$

En se ramenant à 1 kg de combustible, et en prenant l'enthalpie nulle pour T = 0°C

$$Q_p = P_{ci} = (1 + A) \int_0^{T_h} C_f dT - A \int_0^{T_a} C_a dT - \int_0^{T_c} C_{co} dT \quad (4-20)$$

A partir de la composition exacte des fumées (CO₂, H₂O,...) et la chaleur massique de chaque composante, il a été déduit une formule approchée pour déterminer C_f [12].

$$C_f = 0,24 + 6.10^{-5} T \quad (4-21)$$

T : température en °C

C_f en kcal.kg⁻¹.k⁻¹

En général T_a et T_{co} sont faibles, donc on peut prendre une valeur de C_a et C_{co} moyenne.

Donc, on a :

$$P_{ci} = (1+A) \int_0^{T_h} (0,24 + 6 \cdot 10^{-5} \cdot T) dT - AC_{am}T_a - C_{com}T_c \quad (4-22)$$

La résolution de cette équation nous permet de trouver T_h .

Pour avoir une valeur précise de T_h , il faut d'abord déterminer la composition des fumées

1 kg de C_4H_{10} comprend :

- **pour le carbone**

$$N_c = \frac{m_c}{M_c} \quad (4-23)$$

AN :

Masse totale de carbone contenue dans 1 kg de combustible $m_c = 827,5$ g

Masse atomique du carbone : $M_c = 12$ g

$N_c = 68,96$ Atomes-grammes de carbone

- **pour l'hydrogène**

$$N_h = \frac{m_h}{M_h} \quad (4-24)$$

masse totale d'hydrogène contenue dans 1kg de combustible $m_h = 172,4$ g

masse molaire de l'hydrogène $M_h = 2$ g

soit $N_h = 86,2$ moles de H_2

La quantité d'oxygène(q_o) extérieure nécessaire pour la combustion est déterminée à partir de la relation :

$$q_o = N_c + \frac{N_h}{2} \quad (4-25)$$

Cette quantité va correspondre au nombre de moles d'oxygène extérieur pour la combustion :

Soit $q_o = 112,06$ moles d'oxygène

En supposant qu'il y'a 4 fois plus d'azote dans l'air que d'oxygène, on a :

$112,06 \times 4 = 448,24$ moles d'azotes correspondant à l'oxygène apporté par l'air comburant.

- **Composition de fumées (pour 1 kg de C_4H_{10})**

Hypothèse :

On considère que le pouvoir calorifique inférieur du combustible est mesuré dans des conditions telles que $A/A_0 = 1,5$ (soit un excès d'air de 50%)

La composition des fumées est :

112,06/2 soit, 56, 03 moles d'oxygène (en excès dans les fumées)

448,24 + 448,24/2 soit, 672,36 moles d'azote

68,96 moles de gaz carbonique

112,06 moles de vapeur d'eau

La valeur de T_c et T_a sont faibles par rapport à T_h , on peut négliger les deux derniers termes de l'équation (4-22), soit :

$$P_{ci} = (A + 1) \int_0^{T_h} C_f dT \quad (4-26)$$

On peut relever dans les tables les chaleurs d'échauffement des différents composants gazeux des fumées de 0°C à T_h au lieu de prendre une valeur empirique de C_f , et on opère par approximation.

Pour $T_h = 1600^\circ\text{C}$, on a :

Composants	Chaleur d'échauffement (kcal.mole ⁻¹)
Oxygène	12,5
Azote	12,5
Vapeur d'eau	20,3
Gaz carbonique	23

Tableau 4.5 Relevé des chaleurs d'échauffement

AN :

$$P_{ci} = (56,03 + 672,36) \times 12,5 + 68,96 \times 23 + 112,06 \times 20,3 = 12840,023 \text{ kcal/kg.}$$

On obtient une valeur supérieur au pouvoir calorifique inférieur du butane, $P_{ci} = 12622$

kcal/kg. **En prenant 1400°C , on obtient 11345 kcal/kg , on interpole entre les deux valeurs et on obtient $T_h = 1510^\circ\text{C}$.**

• Température réelle de combustion

La température réelle de combustion est obtenue à partir de deux facteurs :

- du taux d'imbrûlés : r (proportion du combustible qui n'a pas brûlé, à l'exclusion des cendres)
- du rayonnement des flammes vers les parois de la chambre de combustion : q_r , quantité de chaleur rayonnée lors de la combustion d'un kg de combustible.

Et, on a une nouvelle équation permettant d'atteindre T_r :

$$P_c(1-r)-q_r=(1+A) \int_0^{T_r} C_f dT - A \int_0^{T_a} C_a dT - \int_0^{T_c} C_{co} dT$$

Dans notre cas, il nous sera difficile d'évaluer T_r . c'est dans des conditions réelles de laboratoire que l'on peut déterminer le taux d'imbrûlés et, vu l'importance de la lame d'air qui circule autour de l'enceinte cylindrique, le rayonnement de la flamme n'est pas pris en compte. Ce qui nous oblige à considérer dans nos calculs la température théorique T_h .

4.2.2. Calcul des dimensions de l'enceinte intérieure

Hypothèse :

- la chambre de combustion doit pouvoir emmagasiner la quantité nécessaire pour la durée de séchage .
- la chambre de combustion est constituée d'une chambre centrale verticale, de forme cylindrique dont l'enceinte est en acier . Cette enceinte va nous servir d'échangeur de chaleur avec une faible épaisseur de parois.
- avant le démarrage de l'opération de séchage l'air est préchauffé jusqu'à la température de séchage
- la chambre centrale est chauffée par le bas, il existe une lame d'air non ventilée d'une épaisseur non négligeable, entre la flamme et le bas de l'enceinte métallique. Ce qui entraîne l'apparition des mouvements de convection naturelle. La transmission se fait par convection essentiellement. Nous avons un échange de chaleur d'un fluide à un autre fluide à travers la plaque (autour du cylindre).

La puissance thermique de l'installation est déterminée à partir du bilan thermique et est donnée par la relation ci- dessous et correspond à la puissance émise par notre source de chaleur.

$$\Phi = h S_p(T_{la} - T_{\infty}) \quad (4-27)$$

Φ : la puissance thermique en W

h : le coefficient de convection des plaques planes en $w/m^2 \cdot ^\circ C$

S_p : la surface de la plaque en m^2

T_p : la température de la plaque en $^\circ C$

T_{∞} : la température de l'air en $^\circ C$

- **Calcul du coefficient de convection**

Sur le plan pratique, la convection naturelle de l'air sur une paroi est en général, laminaire .

Le calcul de h, appliqué à l'air, pour une différence $\Delta\theta$ de température entre la paroi et l'air est donné par le tableau suivant [9] :

Géométrie et Orientation de la paroi	Coefficient de Convection laminaire h (W/m²°C)	Dimension Caractéristique (m)
Plaque verticale dont la hauteur est inférieure à 30 cm (ou cylindrique verticale)	$h = 1,42 \left(\frac{\Delta\theta}{H} \right)^{0,25}$	H : hauteur de la plaque
Plaque verticale dont la hauteur est supérieure à 30 cm (ou cylindre vertical)	$h = 1,78 \Delta\theta^{0,25}$	
Cylindre horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{D_e} \right)^{0,25}$	De : diamètre extérieur du cylindre
Plaque horizontale chauffant vers le haut	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{0,25}$	L : largeur de la plaque
Plaque horizontale chauffant vers le bas	$h = 0,66 \left(\frac{\Delta\theta}{L} \right)^{0,25}$	L : largeur de la plaque
Sphère	$h = \left(1,14 + \frac{0,17}{D} \right) \Delta\theta^{0,25}$	D : diamètre de La sphère

Tableau 4.6 Valeurs du coefficient d'échange pour l'air

- **Calcul de la surface du cylindre**

$$S_c = \frac{\Phi}{h\Delta\theta} \quad (4-28)$$

Données :

la température de chauffe de la lame d'air $T_{la} = 1510^{\circ}\text{C}$

la température de l'air à l'intérieur du cylindre $T_{\infty} = 80^{\circ}\text{C}$

le coefficient de convection $h = 8,70 \text{ w/m}^2\text{C}$

la puissance thermique $\phi = 76,232 \text{ kW}$

$$S_c = 6,21 \text{ m}^2$$

Cette surface va représenter la surface extérieure de notre cylindre.

Dans un régime permanent, la conduction de la température devient uniforme au bout d'un certain temps sur la plaque du cylindre. Nous allons considérer que le diamètre et la hauteur du cylindre, sont égaux.

$$H = D = 1,25 \text{ m}$$

Pour l'isolation de l'enceinte en acier, nous utilisons des briques réfractaires (22 x 11x 6 cm) qui assure une bonne isolation. Elles optimisent le transfert thermique et supportent la puissance de chauffe. La chambre de combustion est équipée d'un contrôleur de température (thermostat), pour la régulation de la température de la chambre centrale

4.2.3 Calcul de l'épaisseur des murs de la chambre d'isolation

Données :

- l'air contenu dans l'enceinte de la chambre de combustion doit être maintenue à la température de la plaque, $T_{la} = 1510^{\circ}\text{C}$.
- température extérieure $T = 28^{\circ}\text{C}$.
- le coefficient de conductivité des briques réfractaire $\lambda = 0,698 \text{ W/m.K}$ (à 1500°C)
- nous supposons que la surface des murs intérieurs est de 20 m^2 (quatre surfaces latérales et la voûte).

La puissance thermique est exprimée par la relation ci-dessous avec l'hypothèse suivante :

$$T_{S_{ext}} = T_{as}$$

$$\phi = \frac{Q_t}{A} = \frac{\lambda}{e} (T_{la} - T_{as}) \quad (4-29)$$

Alors :

$$e = \frac{A\lambda}{Q_t} (T_{la} - T_{as}) \quad (74-30)$$

AN :

$$e = 260 \text{ mm}$$

Il faudra vaporiser l'intérieur d'un durcisseur . Cela crée une couche à l'intérieur de la surface de la fibre qui va empêcher les flammes du four de traverser la paroi et de réduire sa carcasse. La chambre d'isolation est de forme cubique de dimensions 1,5 x 1,5 x 1,5 mètres, pour faciliter la circulation de l'air autour de l'enceinte cylindrique.

CHAPITRE V:

ESTIMATION DU COUT DU PROTOTYPE

CHAPITRE V : ESTIMATION DU COUT DU PROTOTYPE

Tableau 5.1 :coût estimé du cylindre rotatif

Quantité	Désignation	Prix unitaire (CFA)	Prix total (CFA)
05	Tôles en acier de 15/10	14000	70000
04	Tôle grillagée en inox de 10/10	60000	240000
02	Tubes galvanisé de 50	18000	36000
03	Tôles en acier de 40/10	35000	105000
01	I.P.N de 80	16000	16000
10	Kg de bronze(en lame)	5000	50000
01	Mètre de fer rond de 150 mm	15000	15000
01	Poulie PM (aluminium)	30000	30000
01	Poulie GM (aluminium)	60000	60000
01	moteur	250000	250000
01	réducteur	150000	150000
	Ens .de courroies Pm et Gm	35000	35000
01	Isolation thermique (rouleau)	170000	170000
04	Tôle en acier de 10/10	9000	36000
08	Kg, peinture antirouille	2000	16000

Total partiel = 919000 F

Tableau 5.2 Coût estimé de la chambre de combustion

Quantité	Désignation	Prix unitaire	Prix total
01	Ensemble moteur Ventilateur 6000 m ³ /h	250000	250000
01	Ensemble brûleur à débit réglable	50000	50000
30000	Accessoires du brûleur : Bouteille, détendeur, flexible	30000	
76000	Tôle d'acier de 20/10	19000	
6200	Briques réfractaires	450	2790000
	Ens. Ciment réfractaires +sable	150000	

Total partiel = 3196 000

Sur la base des informations disponibles sur les marchés de la place, nous avons établi le devis estimatif ci-après.

Nous prévoyons une marge de 5% et une main d'œuvre de 30% du montant total ci-dessus .

Le montant total des dépenses pour la réalisation d'un proto type en grandeur-nature, est estimé à la somme de **cinq millions cinq cent cinquante cinq mille deux cent cinquante francs**

(5 555 250 F cfa) comme indiqué sur les tableaux 5.1 et 5.2.

CONCLUSION GENERALE

La conception de ce genre de séchoir est purement empirique, mais doit néanmoins être corroborée par une recherche appliquée.

Quand la teneur en eau du produit est importante, il y'a une production de vapeur d'eau et de gaz carbonique. Ce qui peut entraîner des moisissures néfastes à la conservation. C'est pour cette raison que les céréales devront avoir une teneur en eau optimale avant d'être stockés, pour le maïs, le mil, le sorgho cette teneur est de 13 pour cent au maximum.

Le comportement au séchage du matériau doit être déterminé dans des installations d'essai ; quand aux calculs thermiques, ils ne peuvent être qu'indicatifs. L'établissement des dimensions définitives doit tenir compte des performances obtenues avec un prototype en grandeur nature.

La construction du modèle doit respecter les critères suivant : multi-fonctionnalité (polyvalence), capacité de séchage facilement ajustable, maniement simple et un coût économique abordable.

Pour rendre performant ce type de séchoir rotatif étudié, il faut que les fabricants et les utilisateurs normalisent certaines caractéristiques du produit à sécher telles que :

- le taux d'humidité
- la taille du grain (diamètres des grains uniformes).

Ils doivent aussi réaliser le parfait équilibre entre la température de séchage et la ventilation par un système de régulation adéquat produisant une économie maximale d'énergie, tout en assurant un séchage complet du produit.

Ils doivent pouvoir utiliser des sources d'énergie non conventionnelles telles que les déchets agricoles (biomasse) et l'énergie éolienne, étant donné le manque d'hydrocarbure et la mauvaise fiabilité de l'alimentation en électricité dans certains lieux d'habitation.

La technologie scientifique se fonde sur des théories établies, elle est par conséquent facile à modifier pour s'adapter à une situation « idéale ».

Ce modèle de séchoir étudié peut être adapté à d'autres types de produits comme les légumes (carottes, navets, ect). Une étude complémentaire tenant compte des chaleurs massiques relatif à chaque type de produit sera faite.

Enfin notre étude qui consistait à concevoir un séchoir rotatif à gaz butane pour les produits granulés à base de céréales, contribuera dans une large mesure à développer le secteur de la conservation des céréales qui est actuellement, une préoccupation des Groupements d'intérêt économiques (G.I.E) de femmes au Sénégal.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Manuels

- [1]- P.Razou. , Théorie et Pratique du séchage industriel, Sixième édition, Revue et Augmentée, DONOD, Paris-1955.
- [2]- A.Dascalescu, le séchage et ses applications industriels, DUNOD, Paris-1969
- [3]- Wokolin Allas 1, Thermodynamics, 1967.
- [4]- Michel Daguinet, les séchoirs solaires : théorie et pratique, Unesco, 1985.
- [5]- M.david Burghardt, Engineering thermodynamics with application, second edition, 1982.
- [6]- Gilbert Drouin, Michel Gou, Pierre Thiry, Robert Vinet, Eléments de machine, Edition de l'Ecole Polytechnique de Mont Réal, Deuxième édition revue et augmentée, 1986.
- [7]- André Guibot, Séchage et qualité du grain, 1977
- [8]- R. Bourgeois, D. Cogniel, MEMOTECH (électronique).
- [9]- Bernard Eyglesnent, Thermique Théorie et Pratique à l'usage de l'ingénieur, Edition HERMES 1994, page 144.
- [10]- K. RAZNJEVIC, Tables et Diagrammes thermodynamiques, Edition EYROLLES, 1970.
- [11]- Gib. R, Transmission de chaleur par convection naturelle, A.N.R.T, Paris (1974)
- [12]- Gilbert Menguy, Physique 2, Transmission de la chaleur, Université Claude Bernard, Lyon 1, 1992

Internet

- [13]- <http://fr.Search.yahoo.com>. Séchage artisanal des céréales
- [14]- <http://fr.Search.yahoo.com>. séchage au gaz butane/propane

ANNEXES

ANNEXE A

Schéma séchoir Cabane "NLANG

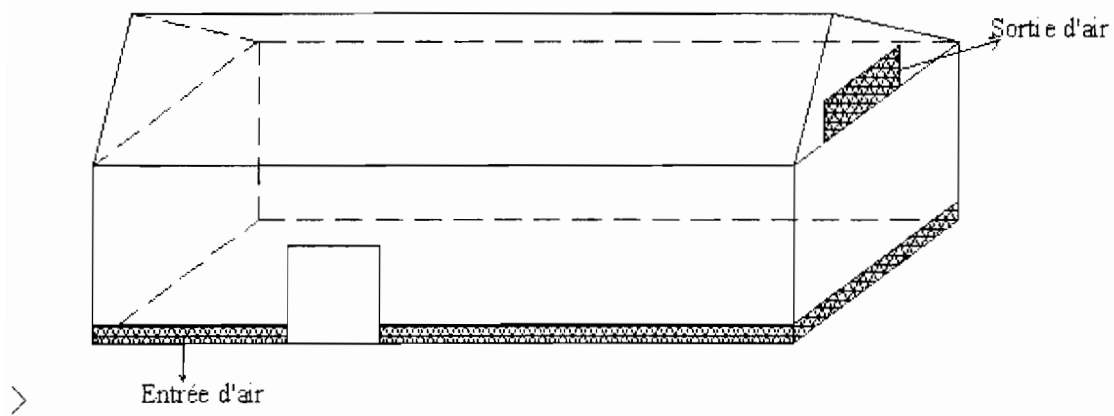
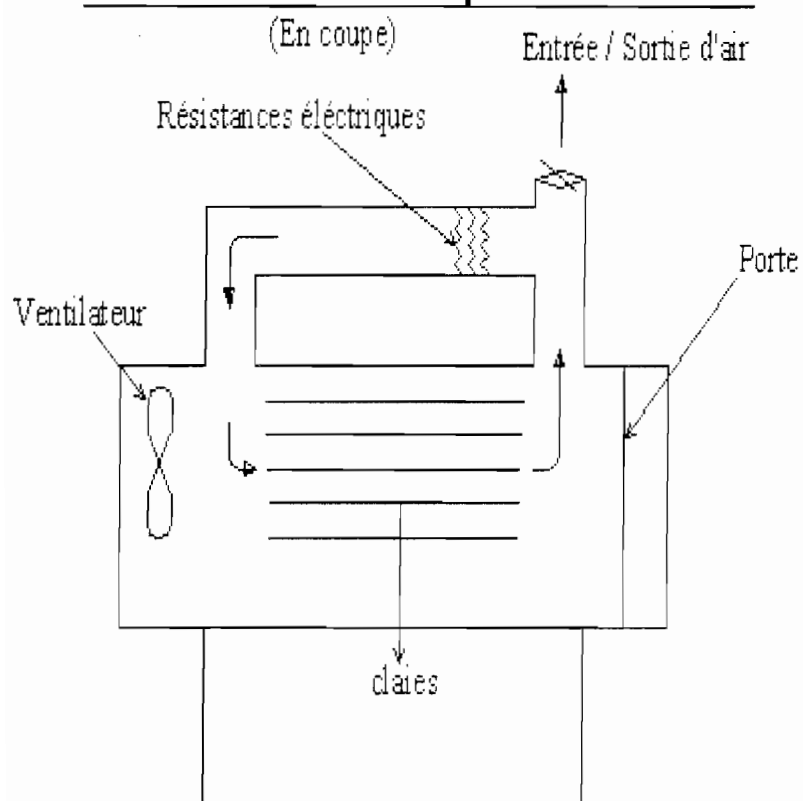
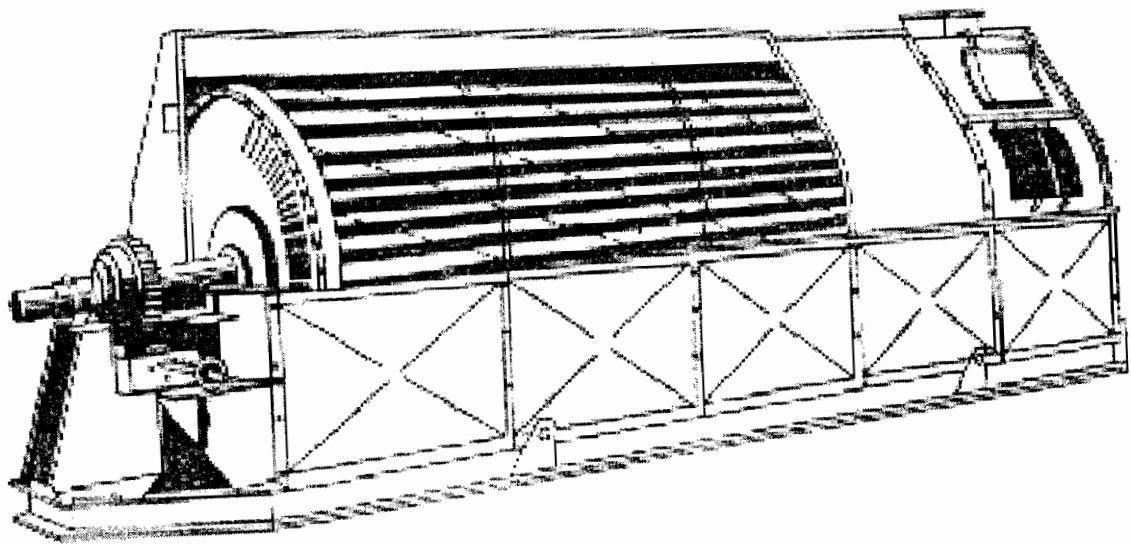


Schéma séchoir électrique ITA / CERER



Séchoir à farine type Frédéric Fouché



Séchoir vertical à plateau, type Vernon à féculé

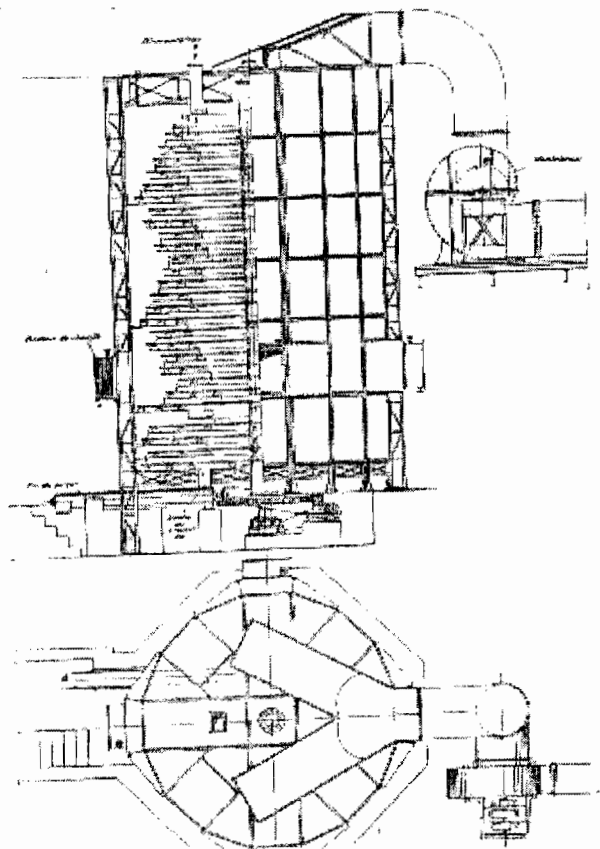
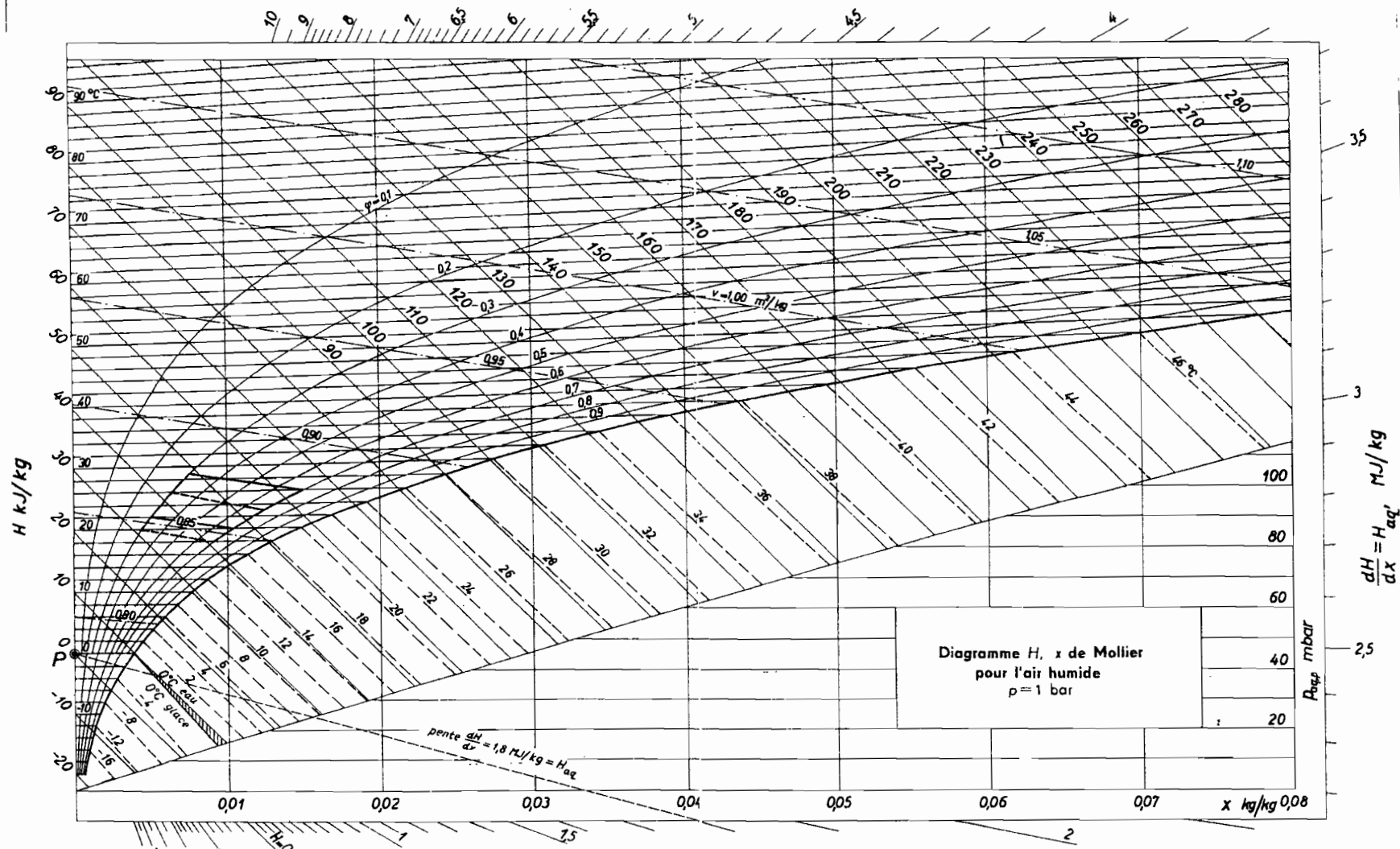


Diagramme 12-b



K. Ražnjević: Tables thermodynamiques

Eyrolles Editeur, Paris

ANNEXE D

Tableau 4.A : Principales caractéristiques de combustion des gazeux

COMBUSTIBLE GAZEUX	GAZ PAUVRE	GAZ DE VILLE	AIR PROPANE	GAZ NATUREL (Lacq)	GAZ NATUREL (slechtern)	POPANE COMMERCIAL	BUTANE COMMERCIAL	HYDROGENE	OXIDE DE CARBONE
Composition élémentaire (2)	(%) CO : 28 H1 : 10 N1 : 56 Divers: 8	(%) H1 : 43 CH1: 23 CO: 13 N1 : 14 Divers:7	(%) C1H1 : 15 C1H1 : 11 N1 : 58 O1 : 15 Divers: 1	(%) CH1 :93 C1H1 : 4 Divers: 3	(%) CH1 : 82 C1H1: 2.7 N1 : 14 Divers: 1.9	(%) C2H1: 55 C2H4 : 40 Divers: 5	(%) C2H1: 71 C2H1: 20 Divers: 1	(%) H1	(%) CO
Pouvoir calorifique(ks/ml) A C (°C) et pression atmosphérique normale									
Supérieur.....	5 100	18 800	27 200	41 200	35 100	98 200	120 000	12 900	12 800
Inférieur.....	4 850	18 900	25 000	37 200	31 800	91 100	110 800	10 900	12 800
Densité de.....	0,87	0,55	1,14	0,60	0,64	1,51	2,07	0,07	0,97
Viscosité dynamique (16°poise).....	0,82	0,82	0,61	0,60	0,47		0,45		
Volume d'air pour la combustion neutre de 1 (ml) volume des produits de combustion en (ml)	0,96	4,00	5,4	9,7	8,35	22,4	29,5	2,38	2,38
(3) Masse d'eau condensée (kg/m2).....	1,02	4,2	5,7	8,8	9,38	24,8	31,8	1,88	2,88
Volume d'air : (kl)	0,1	0,75	0,78	1,6	1,5	2,8	3,7	0,8	0
Volume de produit de combustion (k)	0,19	0,21	0,20	0,23	0,25	0,23	0,25	0,19	0,19
Masse d'eau par (kw) en (kg/m2).....	0,32	0,22	0,21	0,22	0,28	0,25	0,26	0,15	0,22
Indice de wobbe....	0,07	0,15	0,10	0,14	0,15	0,10	0,11	0,22	0
Température de flamme (°c).....	1 310	6 100	6 100	12 700	10 500	19 000	21 000	11 500	3 100
Pourcentage de CO2 dans les fumées.....	1 880	1 950	1 920	1 950	1 880	1 920	1 925	2 050	2 095
Vitesse maximale de déflagration (cm/l).....	21	13,6	14,1	11,6	11	14,1	13,8	0	34,8
Limite d'inflammabilité : Inférieure (%).....	35	70	40	40	30	40	35	250	50
Supérieure (%).....	20	12	8,5	5		2,4	1,8	4	12,5
	74	36	34,5	14		9,3	78,8	75	75
<p>(1) La composition des gaz industriels et leurs caractéristiques peuvent varier dans des limites plus ou moins larges suivant les procédés de fabrication ou de provenance.</p> <p>(2) Méthane : C1E : Ethane : C1E Propane : C1E : Butane : C1E : Propène : C1E</p> <p>(3) La vapeur d'eau est condensée.</p>									

Tableau 3.A : Facteur de service ks

Types de machines entraînant	Type de machines entraînant					
	<ul style="list-style-type: none"> - Moteur électrique à courant alternatif : couple normal, à cage d'accueil, synchrone et Split phase - Moteur électrique à courant continu : bobinage Shunt. - Moteur à combustion interne multi-cylindres 			<ul style="list-style-type: none"> - Moteur à courant continu : couple et glissement élevés. répulsion-induction, monophasé, bobinages série et bagues. - Moteur à courant continu : bobinages série et compound. - Moteur à combustion interne à un cylindre. - Arbre de transmission et embrayage individuel. 		
	Service Intermittent (3-5 h/d)	Service normal (8-10 h / d)	Service continu (16-24h/d)	Service Intermittent (3-5 h / d)	Service normal (8-10 h / d)	Service continu (16-24 H / d)
Agitateur pour liquides Convoyeurs (service léger) Pompes et compresseurs centrifuges Soufflerie Ventillateur (≤ 10 hp)	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Arbres de transmission convoyeurs(sable,grains, minéral,etc.) Cribles oscillant et à pivot génératrices Machines d'imprimerie Machines-outils Pétrisseuses Poinçonneuses,perceuses, cisaille Pompes rotatives à déplacement positif Réducteur de vitesse Ventilateur (>10hp)	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Compresseurs à pistons convoyeur à pales,à tablier et à vis Elévateurs à godets Exitatrices Machines de briqueterie Machinerie pour le bois (raboteuse,scies,etc.) Machineries pour l'industrie textile Pompes à pistons Pétrisseuses Machineries à déplacement positif	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Mesures à barres , à boulets et à cylindres Compresseurs à cônes giratoires et à mâchoires Machinerie pour l'industrie et en caoutchouc (calandres,,extrusin,etc.)	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Il est recommandé d'utiliser un facteur de service de 2 lorsque l'équipement est sujet au blocage.

Norme ANS/RMA-IP-20-1977.Utilisation autorisée par la RMA

Tableau 3.B – Dimensions des courroies trapézoïdales classiques et SI classiques

Désignation		Largeur b (po et mn)	Epaisseur e (po et mn)	Puissance transmise par courroie (hp et kw)	Diamètre normalisés des poulies (po et mn) minimal incrément	
Système impérial	A	0,50	0,31	0,2 à 5	2,6	0,2
	B	0,66	0,41	0,7 à 10	4,6	0,2
	C	0,88	0,53	1 à 21	7,0	0,5
	D	1,25	0,75	2 à 50	12,0	0,5
	E	1,50	0,91	4 à 80	18,0	1,0
SI	13C	13	8	0,1 à 3,6	65	5
	16C	16	10	0,5 à 7,2	115	5
	22C	22	13	0,7 à 15,0	180	10
	32C	32	19	1,3 à 39,0	300	20

Après la norme ANSI / RMA- IP – 20- 1977. Utilisation autorisée par la RMA.

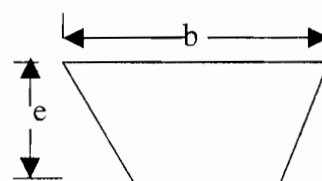


Tableau 3.C – Facteurs de conversion Δ , pour les courroies classiques*

Désignation	Longueur (po)	Facteur de conversion Δ (po)
A	26 à 128	1,3
B	35 à 240	1,8
B	240 et plus	2,1
C	51 à 210	2,9
C	210 et plus	3,8
D	120 à 210	3,3
D	210 et plus	4,1
E	180 à 240	4,5
E	240 et plus	5,5

D'après la norme ANSI / RMA-IP- 20- 1977. Utilisation autorisée par la RMA

Tableau 3.D- Longueur normaliser L et facteur de correction K, pour les courroies classiques*

	<u>A</u>	<u>B</u>	<u>C</u>	<u>D</u>	<u>E</u>
26	0,78				
31	0,82	0,80			
35	0,85	0,80			
38	0,87	0,82			
42	0,89	0,86			
46	0,91	0,88			
51	0,93	0,89	0,80		
55	0,97	0,91			
60	1,00	0,94	0,83		
68	1,02	0,96	0,85		
75	1,04		0,87		
80					
81		0,98	0,89		
85	1,05	0,99	0,90		
90	1,07	1,00	0,91		
96	1,08		0,92		
97		1,02			
105	1,10	1,03	0,94		
112	1,12	1,05	0,95		
120	1,13	1,06	0,96	0,88	
128	1,28	1,08	0,98	0,89	
144		1,10	1,00	0,91	
158		1,12	1,02	0,93	
173		1,14	1,06	0,95	0,92
180		1,15	1,07	0,96	0,93
195			1,10	0,98	0,95
210		1,17	1,13	1,00	0,97
240		1,18	1,15	1,02	0,99
240		1,22	1,17	1,04	1,01
270		1,24	1,18	1,06	1,03
300		1,27	1,20	1,07	1,04
330			1,21	1,09	1,06
360				1,10	1,07
390				1,13	1,09
420				1,15	1,11
480				1,15	1,13
540				1,17	1,15
600				1,18	
660					

*Norme ANS/RMA-IP-20-1977 ,tableau7,p.9.Reproduction autorisée par la RMA.

Tableau 3.E- longueur primitive Lp et facteur de correction k2, pour les courroies SI classiques*

13C		16C		22C		32C	
Lp	K2	Lp	K2	Lp	K2	Lp	K2
710	0,83	962	0,81	1400	0,83	3190	0,89
750	0,84	1040	0,83	1500	0,85	3390	0,90
800	0,86	1090	0,84	1630	0,86	3800	0,92
850	0,88	1120	0,85	1830	0,89	4160	0,94
900	0,89	1190	0,86	1900	0,90	4250	0,94
950	0,90	1250	0,87	2000	0,91	4540	0,95
1000	0,92	1320	0,88	2160	0,92	4720	0,96
1075	0,93	1400	0,90	2260	0,93	5100	0,98
1120	0,94	1500	0,91	2390	0,94	5480	0,99
1150	0,95	1600	0,92	2540	0,96	5800	1,00
1230	0,97	1700	0,94	2650	0,96	6180	1,01
1300	0,98	1800	0,95	2800	0,98	6560	1,02
1400	1,00	1900	0,96	3030	0,99	6940	1,03
1500	1,02	1980	0,97	3150	1,00	7330	1,04
1585	1,03	2110	0,99	3350	1,01	8090	1,06
1710	1,05	2240	1,00	3550	1,02	8470	1,07
1790	1,06	2360	1,01	3760	1,04	8850	1,08
1865	1,07	2500	1,02	4120	1,06	9240	1,09
1965	1,08	2620	1,03	4220	1,06	10000	1,10
2120	1,10	2820	1,05	4500	1,07	10760	1,11
2220	1,11	2920	1,06	4680	1,08	11530	1,13
2350	1,13	3130	1,07	5060	1,10	12290	1,14
2500	1,14	3330	1,09	5440	1,11		
2600	1,15	3530	1,10	5770	1,13		
2730	1,17	3740	1,11	6150	1,14		
2910	1,18	4090	1,13	6540	1,15		
3110	1,20	4200	1,14	6920	1,16		
3310	1,21	4480	1,15	7300	1,17		
		4650	1,16	7680	1,18		
		5040	1,18	8060	1,19		
		5300	1,19	8400	1,20		
		5760	1,21	8820	1,21		
		6140	1,23	9200	1,22		
		6520	1,24				
		6910	1,25				
		7290	1,26				
		7670	1,27				

*Norme ANSI/ RMA-IP-20-1977 7A, p. 21 Reproduction autorisée par la RMA

Tableau 3.F – Constantes utilisées pour calculer la puissance brute des courroies

Désignation	C1	C2	C3	C4
A	0,8542	1,342	$2,436 (10)^{-4}$	0,1703
B	1,506	3,520	$4,193 (10)^{-4}$	0,2931
C	2,786	9,788	$7,460 (10)^{-4}$	0,5214
D	5,922	34,72	$1,522 (10)^{-4}$	1,064
E	8,642	66,32	$2,192 (10)^{-4}$	1,532
13C	$3,316 (10)^{-2}$	1,088	$1,161 (10)^{-8}$	$5,238 (10)^{-3}$
16C	$5,185 (10)^{-2}$	2,273	$1,759 (10)^{-8}$	$7,934 (10)^{-3}$
22C	$1,002 (10)^{-1}$	7,040	$3,326 (10)^{-8}$	$1,500 (10)^{-2}$
32C	$2,205 (10)^{-1}$	26,62	$7,037 (10)^{-8}$	$3,174 (10)^{-2}$

Tableau 3.G – Facteurs appliqués de correction k_a

$n1 / n2 = d2/d1$	k_a
1,00 à 1,01	1,00000
1,02 à 1,04	1,0112
1,05 à 1,07	1,0226
1,08 à 1,10	1,0344
1,11 à 1,14	1,0463
1,15 à 1,20	1,0586
1,21 à 1,27	1,0711
1,28 à 1,39	1,0840
1,40 à 1,64	1,0972
1,65	1,1106

* Norme ANSI / RMA -IP- 20 1977, tableau 9, p. 10. Reproduction autorisée par la RMA.

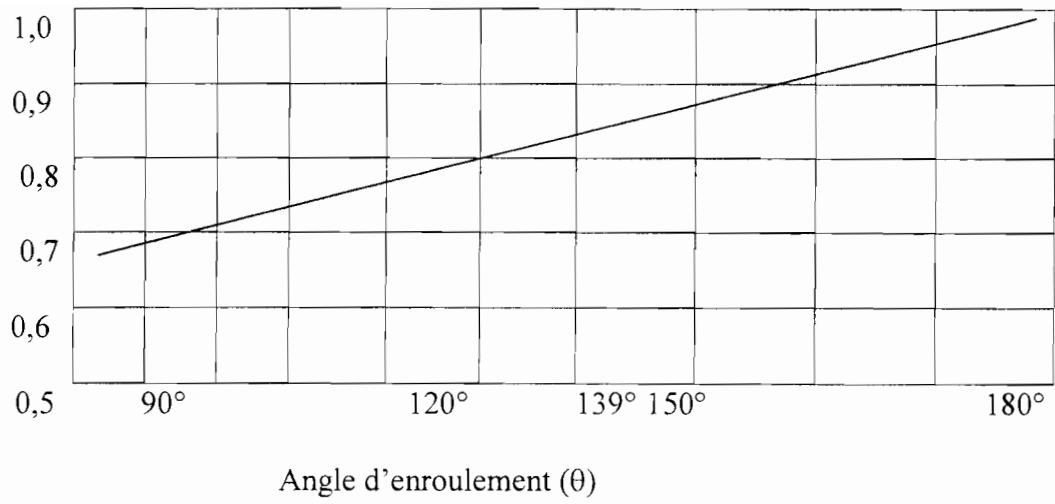
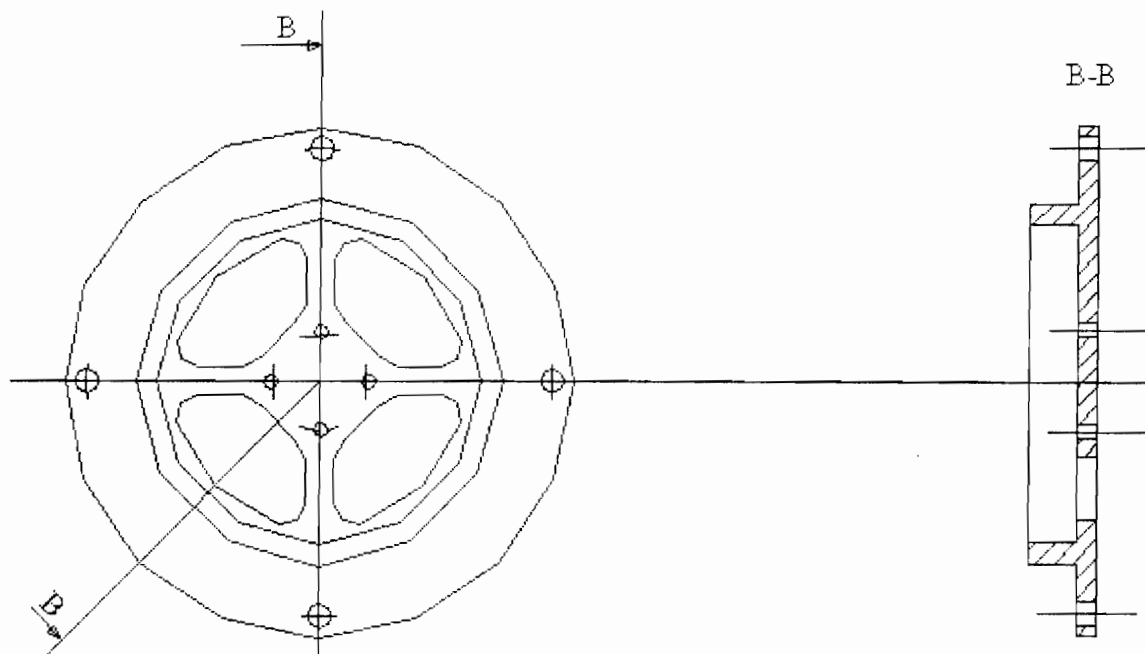


Figure 3 . H- facteur k_1 appliqué à l'angle d'enroulement (d'après la norme ANSI / RMA – IP-1977 ; utilisation autorisée par la RMA).

Tableau 3.I : Caractéristiques de moteurs monophasés

	P_n KW	I_n sous		$n = 3000 \text{ min}^{-1}$			$n = 1500 \text{ min}^{-1}$			$n = 1000 \text{ min}^{-1}$			$a = 750 \text{ min}^{-1}$		
		230*V (A)	400*V (A)	$\frac{I_d}{I_n}$	$\frac{M_d}{M_b}$	H	$\frac{I_d}{I_n}$	$\frac{M_d}{M_b}$	H	$\frac{I_d}{I_n}$	$\frac{M_d}{M_b}$	H	$\frac{I_d}{I_n}$	$\frac{M_d}{M_b}$	H
puissance couples courants d'axe	0.75	0.9	0.5	-	-	-	3	2.2	56 S	-	-	-	2.5	1.8	71L/63 L
	0.09	1.1	0.6	-	-	-	3	256 S	-	-	-	-	-	-	-
	0.2	1.2	0.7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	71L/63 L
	0.18	1.6	0.9	3.4	2.4	63 M/56M	3	2	63M/56M	3	1.9	71L/63L	3.1	2.3	80L/71L
	0.25	1.8	1.3	3.4	2.4	63 M/56M	3	2	71L/65L	3	1.9	71L/63L	3.2	2	80L/71L
	0.37	1.8	1.3	4.2	2.1	63 L	3.2	2	80 L/71L	3.2	1.9	80L/71L	-	2	90 S
	0.55	2.75	1.6	5	2.4	80L/71L	4.2	2	80L/71L	3.5	3	80L/71L	3.5	2	90 L
	0.75	3.5	2	5	2.2	80 L/71 L	4.2	2	80L/71L	4.7	2.6	80L/71L	3.5	2.1	100L/90 L
	1.1	4.4	2.6	5.5	2.3	80L/71L	5.2	2	90 S	4.4	2.5	90 L	3.5	1.9	100L/90L
	1.5	6	3.5	5.5	2.3	90 S	5	2	90 L	4.2	2.4	100L/90L	4.2	2.4	112M/100L
	1.85	7.8	4.5	-	-	-	5	2	90 L	4.6	2.1	100L/90L	-	-	-
	2.2	8.7	5	5.5	2.3	90 L	5	2	100L/90L	5.6	2.3	112M/100L	4.5	4.8	132 S
	3	11.5	6.6	6.8	3.2	100L/90L	5.8	2.3	100L/90L	5.3	1.9	132 S	4.6	4.8	132 M
	4	14.5	8.5	6.8	3.2	112 M	6.9	2.8	112M/100L	5.8	2.5	132 M	6	2.5	160 M
	5.5	20	11.5	6.8	3.2	132 S	6.9	2.4	132 S	6.3	2.3	132 M	6.7	2.4	160 M
	7.5	27	15.5	6.8	3	132 S	6.9	2.4	132 M	6	2.3	160 M	6.5	2.6	160 L
	9	33	19	8	3.3	132M	6.9	2.4	132 M	-	-	-	5.6	1.8	180 M
	10	35	20	6.8	3.2	132 M	6.8	2.6	160M	6.6	2.3	160 M	-	-	-
	11	39	22	6.8	3	160M/132M	6.5	2.8	160 M	6.2	2.4	160 L	5.5	1.8	180 L
	13	46.8	27	6.2	1.9	160 M	-	-	-	6.8	1.9	180 M	5.6	-	200 L
	15	52	30	8	3.3	160 M	6.5	2.8	160 L	6.2	2.4	180 L	5.5	1.7	200 L
	18.5	64	37	8	3.3	160 L	6.9	2.3	180 M	6.2	1.9	200 L	5.7	1.6	225 L
	22	75	44	7.5	2.2	180 M	6.9	2.3	180 L	6.2	1.9	200 L	5.7	1.6	225 S
	25	88	50	-	-	-	6.9	2.3	200 L	6.2	1.9	200 L	5.8	1.6	225 M
	30	103	60	7.3	1.9	200 L	6.8	2	200 L	6.2	1.9	225 S	-	-	-
	37	126	72.5	7.3	1.9	200 L	6.8	2	225 S	6.2	1.9	225 M	5.5	1.8	250 M
	45	147	85	7.3	1.9	225 M	6.8	2	225 M	6.8	1.9	250 M	6	1.7	280 S
	55	182	106	7.5	2.2	250 M	7.3	2.2	250 M	6.8	1.8	280 S	5.5	1.6	280 M
75	239	138	6.1	1.9	280 S	7.3	2	280 S	6.8	1.8	315 S	6.3	1.8	315 S	
90	295	170	6.6	1.7	280 M	7.3	1.9	280 M	6.8	1.8	315 M	6.2	1.9	315 L	
110	356	205	7.3	1.9	315 S	7.3	1.9	315 S	6.2	1.7	315 L	6.3	1.9	315 L	
132	425	254	7.3	1.9	315 M	7.5	2	315 M	6.2	1.7	315 L	6.2	1.8	355 L	
160	560	300	7.5	1.8	315 L	7.6	1.9	315 L	6.2	1.7	315 L	6.3	1.9	355 L	
200	640	370	7.5	1.8	315 L	7.6	1.9	355 L	7.5	1.8	355 L	-	-	-	
220	710	408	7.5	1.8	355 L	7.6	1.9	355 L	7.5	1.8	355 L	-	-	-	
250	823	475	7.5	1.8	355 L	7.6	1.9	355 L	-	-	-	-	-	-	
300	1000	584	7.5	1.8	355 L	7.6	2	355 L	-	-	-	-	-	-	

ANNEXE : E



Couvercle-déversoir

Ce déversoir est l'une des pièces maîtresse du séchoir. Le cylindre doit tourner en permanence, et le produit doit sortir à n'importe quelle position de rotation pour ne pas interrompre le débit de produit recherché (50kg/h).