

19/87
1ex

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**VENTILATEUR DE TIRAGE
DE FUMÉE D'UNE CHAUDIERE
DE RECUPERATION**

Proposé par :

Mr A. WERNER

Etudié par :

M. BEKHTAOUI

Dirigé par :

Mr A. WERNER

PROMOTION : Janvier 1987

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**VENTILATEUR DE TIRAGE
DE FUMÉE D'UNE CHAUDIERE
DE RECUPERATION**

Proposé par :

Mr A. WERNER

Etudié par :

M. BEKHTAOU

Dirigé par :

Mr A. WERNER

PROMOTION : Janvier 1987

DEDICACES

- À la mémoire de mon Père
- À ma mère, mes frères, et mes sœurs
- A tous mes Amis.
- A AZZEDINE et NOURREDINE

Je dédie ce modeste travail.

BEKHTAOUI

REMERCIEMENTS

AU terme de ce travail je remercie Monsieur
WERNER pour son aide précieuse et son
suivi tout au long de cette étude

Je tiens également à exprimer
ma profonde reconnaissance à tous
les enseignants qui ont contribué à
ma formation.

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROMOTEUR : Mr WERNER

ELEVE INGENIEUR : BAKHTAOUI

وزارة التعليم
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
مركز الهندسة الميكانيكية
الموجه: الأستاذ فيرنير
الطالب المهندس: بختاوي

الموضوع: مروحة لسحب غازات الاحتراق من مسخنة إسترجاع.
الملخص: يستهدف هذا المشروع ابتكار مروحة تستخدم في غازات الاحتراق
ودفعها بعد مرورها ضمن مسخنة الإسترجاع. ويتضمن أيضا حساب
أبعاد مختلف قطع المروحة. بالإضافة إلى حساب جهاز قيادة وتنظيم
التدفق وذلك مع الرسوم الضرورية لصنع هذه المروحة حسب إمكانيات المدرسة.

SUJET: Ventilateur de tirage de fumée d'une chaudière de récupération

Resumé: Ce projet a pour but la conception d'un ventilateur qui servira à tirer et refouler les gaz d'échappement après leur passage à travers la chaudière de récupération. On y trouve le calcul de dimensionnement des différents organes du ventilateur, ainsi que le calcul de l'organe de commande et de réglage de débit. Des planches de dessin permettent la réalisation de ce ventilateur selon les moyens de l'école.

SUBJECT: Fan exhausting combustion gas from waste-heat boiler.

ABSTRACT: The design of a fan is the purpose of this work. The fan is destined to exhausting air from a gas turbine waste heat boiler, the computation of various elements of the fan and of their flow rate control elements has been presented. The enclosed drawings allow realizing this fan in our faculty work shop.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION.....	1
DONNEES FONDAMENTALES.....	5
CHI- PRINCIPES ET GENERALITES SUR LES VENTILATEURS 7	
I-1 Definition d'un ventilateur.....	7
I-2 Classification des ventilateurs.....	7
I-3 Choix du ventilateur.....	9
I-4 Choix de la Position du ventilateur dans l'installation	10
I-5 Description Du ventilateur.....	12
CH-II- CALCUL DE DIMENSIONNEMENT.....	14
II-1 CALCUL DE DIMENSIONNEMENT DE LA ROUE..	14
II-1-1- Caractéristique du Melange de la fumée.....	14
II-1-2- Calcul du Debit Volumetrique du Melange.....	15
II-1-3- Calcul du travail De la Compression.....	15
II-1-4- Determination Du Nombre De tours spécifique.....	16
II-1-5- Calcul de la Vitesse peripherique à la Sortie de la roue.....	23
II-1-6- Calcul du diamètre Exterieur De la roue.....	24
II-1-7- Calcul de la vitesse du fluide à L'entrée de L'œilillard.....	24
II-1-8- Calcul du diamètre de L'œilillard.....	25
II-1-9- Calcul de la Vitesse D'entrée dans la roue.....	26
II-1-10- Calcul de la largeur de L'aube à la base.....	27
II-1-11- Calcul de la Vitesse peripherique à L'entrée de la roue.....	
II-1-12- Calcul de l'angle β_1	27
II-1-13- Calcul de L'Angle β_2	30
II-1-14 Verification du nombre d'aubes.....	30
II-1-15 Calcul de la Vitesse meridienne d'entrée dans la roue.....	31
II-1-16 Triangle des vitesses à L'entrée de la roue.....	31
II-1-17 Calcul de la vitesse meridienne à la sortie de la roue.....	31
II-1-18 Calcul du Coefficient de forme de l'aube.....	32
II-1-19 Calcul du Coefficient du nombre d'aubes.....	32
II-1-20 Calcul du travail theorique pour un nombre Infini d'aubes.....	33

II-1-21	Calcul de la vitesse peripherique à la Sortie de la roue.	33
II-1-22	Verification du diametre de sortie	35
II-1-23	Calcul de la largeur des aubes au Sommet.	36
II-1-24	Frocé de l'aube.	37
II-2	CALCUL DE DIMENSIONNEMENT DE LA VOLUTE	38
II-2-1	rôle de la volute.	38
II-2-2	Calcul de la Volute.	38
II-2-3	Verification de la Section de Sortie.	43
II-2-4	Choix du Matériau de Construction.	45
CH-III	CALCUL DYNAMIQUE.	46
III-1	Calcul de la Poussée axiale.	46
III-2	Estimation du Poids de la roue.	49
III-3	Calcul de la vitesse critique.	54
CH-IV	CALCUL DE RESISTANCE.	57
IV-1	Calcul de l'aube à la resistance.	57
IV-2	Calcul du flasque à la resistance.	63
IV-3	Calcul d'arbre et Des Clavettes.	65
IV-3-1	Calcul du Couple.	65
IV-3-2	Calcul d'arbre à la torsion.	65
IV-3-3	Calcul des differentes clavettes longitudinales.	66
IV-4	Verification des vis de fixation de la roue.	68
CH-V	CHOIX et CALCUL DES ORGANES NORMALISES	70
V-1	Choix des Paliers.	70
V-2	Choix et calcul des roulement.	70
V-3	Choix de l'accouplement.	71
V-4	RÔLE du Papillon.	72
VI	CONCLUSION.	73

INTRODUCTION

Dans les turbines à gaz, le rendement est très faible, car la quantité qui représente la différence entre le travail fourni par la détente des gaz brûlés et le travail absorbé par le compresseur reste toujours très petite par rapport à la quantité de chaleur produite par la combustion des gaz. En effet, le travail de la détente ne dépend que de l'écart de température qui existe entre la température des gaz au début de la détente (température des gaz brûlés) et la température à la fin de la détente (température des gaz à la sortie des tuyères). Donc, si on veut accroître théoriquement ce rendement, il nous faudra: soit augmenter la température des gaz brûlés, soit diminuer la température à la fin de la détente. Mais en pratique, pour le premier cas, nous nous

heurtous à un problème beaucoup plus important que 2
celui de la minimisation des pertes de chaleur par
refroidissement des parois, c'est l'irrésistance des matériaux
qui puissent supporter une très grande température pen-
dant un temps très prolongé de fonctionnement. Ceci
nous contraint à limiter cette température à un niveau
ne dépassant pas les limites exigées par le matériel existant.
c'est ainsi que l'excès d'air dans la combustion est très
important afin que la température finale des gaz brûlés
tombe au niveau prévu pour l'entrée de la turbine de la
détente.

Pour ce qui est du second cas, théoriquement cette tempé-
rature ne dépend que de la loi du changement d'état des
gaz brûlés, et pratiquement il s'avère qu'elle restera toujours
considérable.

Afin de remédier à cette situation et augmenter le rendement

global d'une turbine à gaz, on procédera à la récupération ³
de la chaleur sensible contenue dans les gaz de l'échappement.

Ceci, soit en installant une chaudière de récupération à l'aval
de la turbine à gaz, où la chaleur contenue dans les gaz
d'échappement sera cédée partiellement à un fluide, qui est
généralement l'eau et qui est utilisée pour des besoins
domestiques, ou dans le fonctionnement d'une turbine à vapeur
dans un cycle mixte. Soit, on fera passer l'air compri-
-me sortant du compresseur (turbo-compresseur dans certaines
installations) par la chaudière de récupération de chaleur, où
il sera chauffé par les gaz d'échappement de la turbine à
gaz; ceci ne consiste nullement à élever la température du
mélange pour la combustion, mais il réduit la consumma-
-tion du combustible.

Pour évacuer les gaz d'échappement de la chaudière de récupé-
-ration, et limiter la pression de ces gaz dont le but est de

conserver la détente donnant un travail optimum, ainsi que 4
pour compenser les pertes de charges qui se manifestent à
travers la chaudière de récupération et les canalisations de
l'installation, il nous est nécessaire d'installer un ventilateur.

Dans ce travail; qui portera sur l'étude de la conception d'un
ventilateur de tirage de fumées d'une chaudière de récupération,
selon les moyens de réalisation disponibles à sa construction dans
notre école, et qui servira pour la mise en fonctionnement
de l'installation du cycle mixte au laboratoire de conver-
-sion d'énergie de notre école; les résultats des expériences
établis par le professeur LEONHARD BOMMES, d'après des
recherches sur la construction des ventilateurs classiques cités
dans la revue H.L.N 25 ont été souvent utilisés.

Il est à remarquer que le système (turbine à gaz - chaudière de récupération) ne fait pas partie de cette étude, étant donné qu'il a déjà été traité auparavant, et les valeurs de base qu'on a présentes été déterminées dans cette même étude de la façon suivante :

- Le débit massique maximum à l'entrée du ventilateur (sortie de turbine à gaz).

$$\dot{m} = 0,703 \text{ Kg/s.}$$

- La pression à l'entrée du ventilateur.

$$P_1 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

- L'augmentation de pression nécessaire dans le ventilateur.

$$\Delta P_{12} = 150 \text{ mm, H}_2\text{O} = 1471,5 \text{ Pa.}$$

- La température maximale à la sortie de la turbine.

$$T_t = 580^\circ\text{C} = 853 \text{ K.}$$

- La température maximale à l'entrée du ventilateur.

$$T_1 = 200^\circ\text{C} = 473 \text{ K.}$$

- La composition chimique des gaz d'échappement : 6

Pour limiter la température des ailettes de la turbine à gaz, les excès d'air de combustion sont très importants, et on considère que les gaz d'échappement provenant de la combustion comportent quantitativement beaucoup d'air, de ce fait on considère ce mélange comme étant de l'air.

I-1-DEFINITION D'UN VENTILATEUR

Un ventilateur est une turbo-machine réceptrice, c'est à dire une machine comportant une (ou plusieurs) roues cloisonnée tournant autour d'un axe au moyen d'un rotor et sous l'effet d'une puissance mécanique primaire (moteur) transmise à celui-ci. Il entretient l'écoulement d'un fluide gazeux qui reçoit ainsi en le traversant une puissance mécanique utilisable correspondant à un travail ussique.

I-2-CLASSIFICATION DES VENTILATEURS

La classification des ventilateurs de différents types, peut être établie de manières bien différentes suivant les critères considérés. C'est ainsi qu'on peut les classer :

1) suivant l'utilisation et le mode de raccordement :

On distingue trois modes principaux d'utilisation des ventilateurs :

a - ventilateurs à enveloppe.

b - ventilateurs de paroi.

c - ventilateurs brasseurs d'air.

2) Suivant la trajectoire du fluide dans la roue:

Suivant la forme de la trajectoire du fluide dans la roue, on distingue:

a - Les ventilateurs centrifuges.

b - Les ventilateurs hélicoïdaux.

c - les ventilateurs hélico-centrifuges.

3) Suivant la position dans le circuit:

Où distingue :

a - Les ventilateurs aspirants qui sont installés à l'aval d'un circuit et qui débitent dans l'atmosphère.

b - Les ventilateurs refoulant qui prennent le fluide dans l'atmosphère ou une chambre de dimensions importantes et le refoulent dans une conduite ou un circuit.

c. Les ventilateurs de circulation : ce sont des ventilateurs ⁹ aspirant refoulant, comportant un circuit, partie en amont, partie en aval.

4/- Classification suivant l'importance de l'augmentation de pression relatives ou du travail massique :

Par convention les ventilateurs sont aussi classés par l'accroissement de pression relatif qu'ils procurent, ou distingués :

a. Les ventilateurs à basse pression.

b. Les ventilateurs à moyenne pression.

c. Les ventilateurs à haute pression.

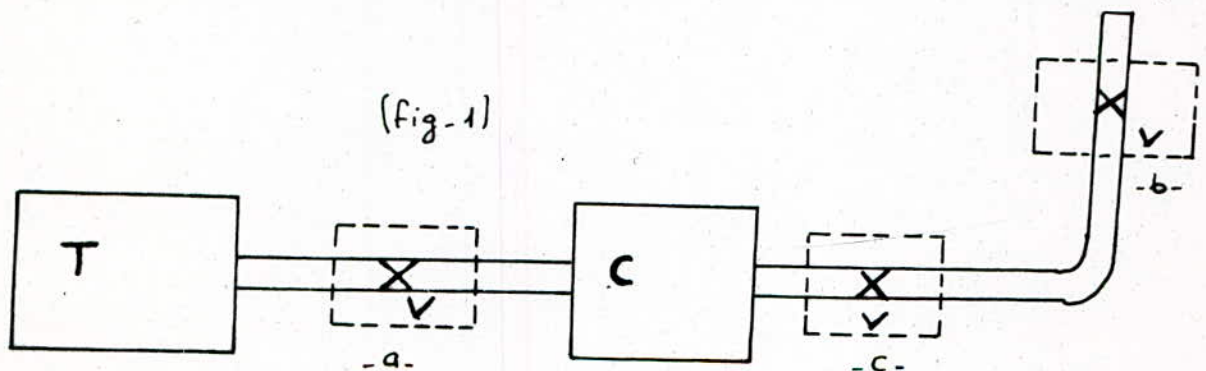
I-3-CHOIX DU VENTILATEUR

On remarque que notre ventilateur est disposé dans un conduit, et, pour des raisons constructives tel que l'encombrement mécanique dans l'ensemble du système ainsi que l'inexistence et l'indisponibilité de certains moyens de

réalisation pratique, nous ont contraint à choisir un 10 ventilateur centrifuge; ceci malgré une augmentation de la pression nécessaire dans le ventilateur relativement faible.

I-4- CHOIX DU POSITION DU VENTILATEUR DANS L'INSTALLATION:

Dans le système (turbine à gaz - chaudière de récupération), il existe trois possibilités d'installation du ventilateur (Fig.1)



T. turbine à gaz.

C. chaudière de récupération.

V. ventilateur.

a. Cette position consiste à installer le ventilateur entre la chaudière de récupération et la turbine à gaz, mais dans cet état les différents organes du ventilateur sont soumis à des températures considérables et non uniformes, il en

résulte des dilatations inégales du métal pouvant ainsi 11
entraîner des déformations, qui à leur tour pourraient
être la cause d'accidents graves. Pour éviter ces dégâts
on pourrait choisir des métaux appropriés à la température
des gaz d'échappement, mais cette solution est très coûteuse.

b. La deuxième possibilité d'installation consiste à placer
le ventilateur juste à la sortie de la cheminée dans une
position verticale. Mais on constate que la mise en place
du système (moteur d'entraînement - ventilateur) pour le
fonctionnement est difficile à réaliser du fait qu'elle
est très encombrante du point de vue construction, et
économiquement exige des dépenses accrues.

c. La position la plus convenable réside dans le place-
ment du système (moteur d'entraînement - ventilateur)
juste après la chaudière de récupération, car dans cette
position de fonctionnement horizontale, le système travaille

dans des conditions meilleures de température, ainsi que 12
sa réalisation est moins difficile et moins chère.

I-5 DESCRIPTION DU VENTILATEUR

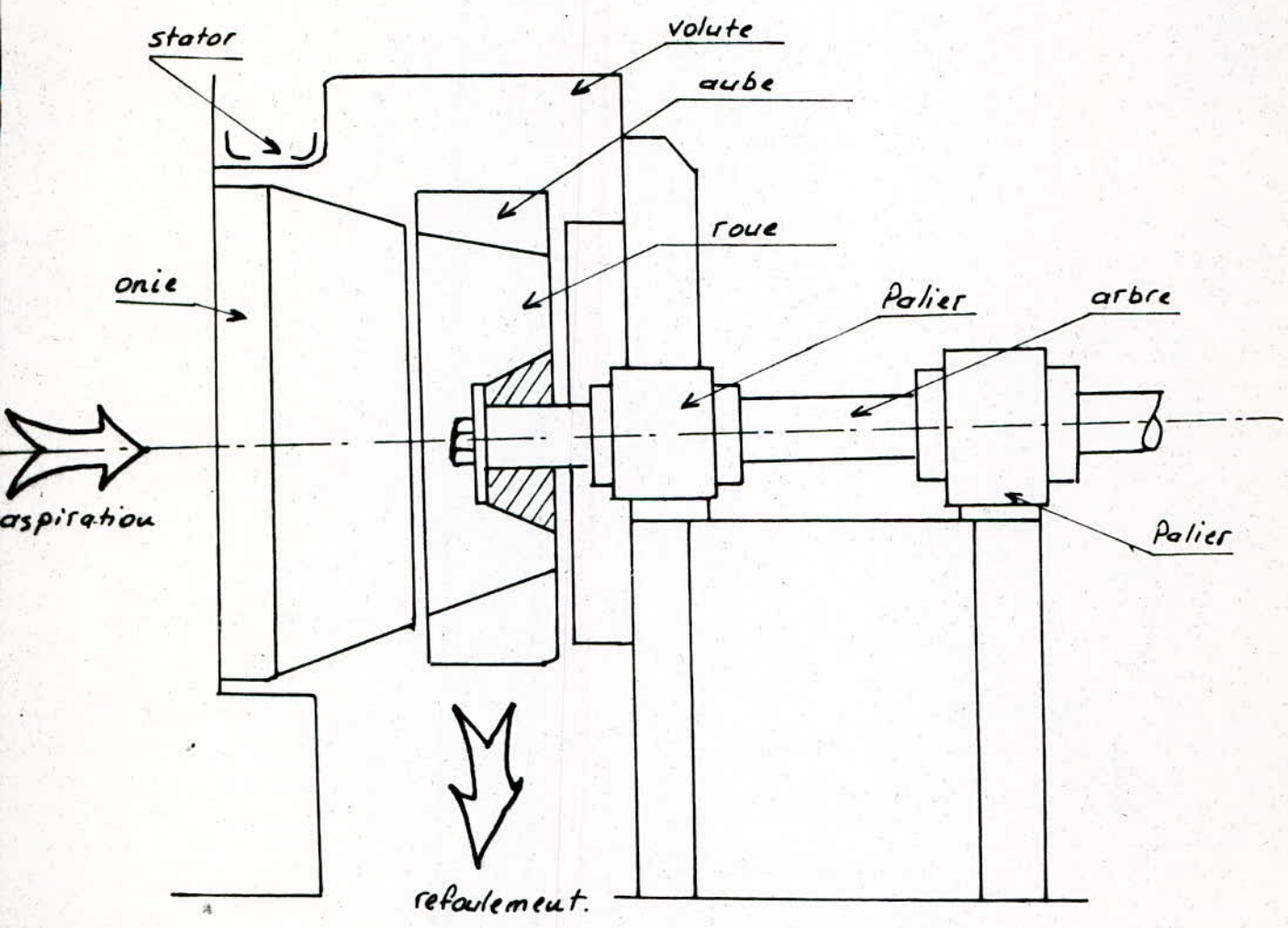
Un ventilateur centrifuge comprend deux parties principales

- Le rotor qui est mobile.

- Le stator qui est fixe.

- Le rotor (Fig. 2.) est entraîné par un moteur qui attaque l'arbre de commande. Ce rotor est composé d'une (ou plusieurs) roue avec les aubes qui impriment, en tournant, un mouvement de rotation et de translation au fluide gazeux.

- Le stator (Fig. 1.) qui comprend l'orifice d'aspiration (ou l'aube), l'orifice de refoulement et les paliers de l'arbre de commande - la partie qui dirige le fluide vers l'orifice de refoulement et la volute -



(fig-2.)

II. CALCUL DE DIMENSIONNEMENT:

14

II-1 CALCUL DE DIMENSIONNEMENT DE LA ROUE

II-1-1- CARACTERISTIQUE DU MELANGE DE LA FUMEE

Dans notre calcul, on considère le mélange des gaz d'échappement comme un gaz parfait.

Dans les conditions normales de température et de pression, une mole d'air prend un volume $V_0 = 22,4 \text{ l}$ et une masse $M_0 = 28,96 \text{ g}$.

En appliquant la loi des gaz parfaits à l'entrée du ventilateur pour une mole d'air à la température

$T_1 = 200^\circ\text{C} = 473 \text{ K}$ et à la pression $P_1 = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. on a :

$$\frac{V_0}{T_0} = \frac{V_1}{T_1} \implies V_1 = T_1 \cdot \frac{V_0}{T_0}$$

$$V_1 = 473 \cdot \frac{22,4}{273} = 38,81 \text{ l.}$$

$$V_1 = 38,81 \text{ l.}$$

d'où on a la masse volumique du mélange à l'entrée du ventilateur.

$$\rho = \frac{M_0}{V_1} = \frac{28,96}{38,81} = 0,746 \text{ g/l}, \quad \rho = 0,746 \text{ Kg/m}^3.$$

II-1-2 CALCUL DU DEBIT VOLUMETRIQUE DU MELANGE

Ou a un débit massique maximal pour la turbine

à gaz de type IS/60 : $q_m = 0,703 \text{ Kg/s}$

donc le débit volumique est donné par :

$$q_v = \frac{q_m}{\rho} = \frac{0,703}{0,746} = 0,942 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$q_v = 0,942 \text{ m}^3/\text{s}.$$

II-1-3. Calcul du travail de la compression :

Le travail de compression entre la sortie (2) et l'entrée (1)

du ventilateur se calcule par :

$$W_c = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

et en simplifiant cette formule on aura :

$$W_c = f \cdot \frac{\Delta P_{12}}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

où f est le coefficient qui tient compte de la variation de la masse volumique dans le ventilateur et qui est

donnée par [1] :

$$f = 1 - 0,36 \cdot \frac{\Delta P_{12}}{P_1} = 1 - 0,36 \cdot \frac{1471,5}{1,013 \cdot 10^5} = 0,99.$$

on remarque que dans le cas de notre ventilateur, 16

la variation de volume du fluide considéré à

la traversée de l'appareil lui-même peut-être raisonnablement négligée car la variation de pression n'est pas notablement grande, par ailleurs

le terme $\frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$ est négligeable car le modèle

choisi pour la construction à la section

du canal d'entrée très voisine de la section

du canal de sortie ($A_1 \approx A_2$) et par

conséquent

d'après l'équation de continuité $Q_1 = Q_2$, et

finalement :

$$W_e = \rho \cdot \frac{\Delta P_{12}}{\rho} = 1 \cdot \frac{1471,5}{0,746} = 1972,52 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$W_e = 1972,52 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

II-14- DETERMINATION DU NOMBRE DE TOURS SPECIFIQUE n_s :

La valeur du nombre de tours spécifique

est choisie du graphe suivant:

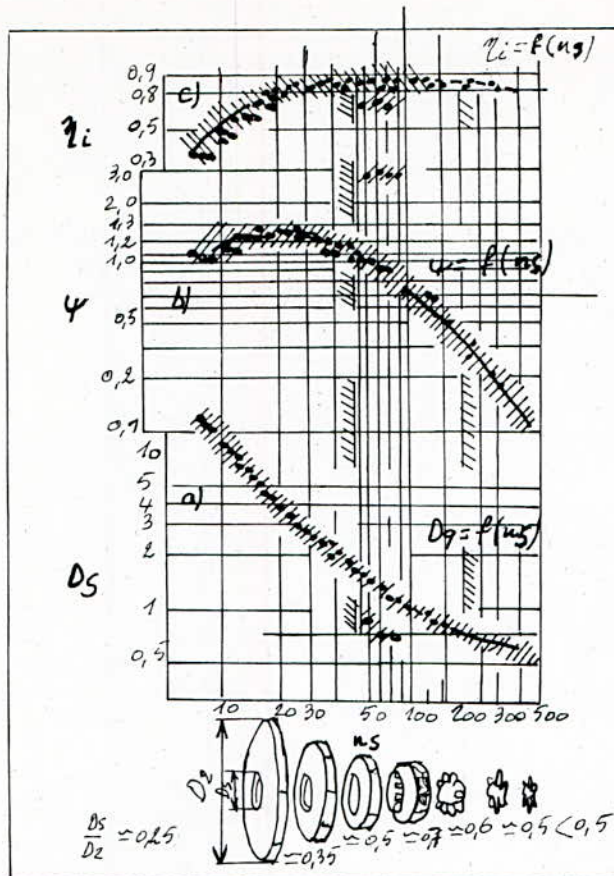


fig.3-

En se basant sur la courbe du rendement interne $\eta_i = f(n_s)$ et en se plaçant sur la plage des valeurs où il reste pratiquement constant, car, dans ce domaine, on peut atteindre des rendements optimaux pour des roues convenables d'une roue centrifuge, pour ceci on a l'intervalle :

$$n_s \in [30 \div 100]$$

ce qui nous donne :

$$L \in [1,14 \div 0,65]$$

$$\eta_i = 0,85.$$

et théoriquement le nombre de tours spécifique nous est

donné par la formule [1] :

$$n_s = n \cdot \frac{q_v^{1/2}}{W_c^{3/4}} \cdot 333 \quad [1]$$

et à partir des valeurs choisies pour n_s on dresse le

tableau suivant :

Tableau-I.

n_s	30	35	40	45	50	52	53	54	55
$n(s^{-1})$	27,473	32,052	36,632	41,212	45,789	47,621	48,536	49,452	50,328
$\frac{V}{r/mn}$	1648,38	1923,12	2107,02	2472,6	2747,37	2857,267	2912,21	2967,162	3022,08

n_s	60	65	70	75	80	85	90	95	100
$n(s^{-1})$	54,947	59,526	64,105	68,604	73,263	77,842	82,421	87	91,579
$\frac{V}{r/mn}$	3296,82	3571,56	3846,3	4121,04	4395,78	4670,52	4945,26	5220	5494,74

le choix d'une seule valeur de la vitesse spécifique dépendra de certains nombres de considérations :

A. Les vitesses spécifiques les plus élevées conduisent à de plus petits ventilateurs centrifuges, par conséquent on limitera la plage des valeurs de la vitesse spécifique à :

$$n_s \in [40 \div 60].$$

B. Choix du type de moteur envisagé pour le système :

On choisira économiquement pour notre installation le moteur le moins cher, dont la vitesse est sensiblement constante, et presque indépendante de la charge.

Ces caractéristiques sont vérifiées par les moteurs asynchrones, où la vitesse de ce type de moteur est liée à la fréquence du courant ainsi qu'au nombre de pôles de pôles; et pour avoir les gammes des vitesses utilisées dans ces moteurs, on donne le tableau suivant pour une marche vide:

Nombre de pôles	fréquence Hz
2	3000
4	1500
6	1000
8	750
10	600
12	500

Tableau-II.

En comparant les valeurs données dans le tableau I et II, on constate que la valeur de la vitesse de rotation qui correspond le mieux à notre modèle est : $N = 3000 \text{ tr/mn}$.

$$\text{d'où } n = \frac{N}{60} = \frac{3000}{60} = 50 \text{ s}^{-1}.$$

ce qui donnera d'après la formule (1) et le tableau I

$s \approx 54$ et à partir du même tableau on a :

$$n = 2967 \text{ tr/mn}.$$

'autre part le choix du moteur pour notre installation

peut être déterminée sur la base des facteurs suivants: 21

- la puissance nominale transmise par le moteur.

- la vitesse de rotation nominale du moteur,

Par conséquent - celle du ventilateur.

En première approximation on déterminera la puissance

développée par le ventilateur fonctionnant de manière

à obtenir suffisamment l'augmentation de pression; or pour

ceci il nous faudra d'abord déterminer les facteurs suivants:

a. détermination du débit volumétrique réel:

Sous la construction du ventilateur, il est nécessaire de tenir

compte des fuites qui se produisent entre la roue et le

corps du ventilateur, d'après notre modèle de construction,

le rendement volumétrique est ^[1] :

$$\eta_v \in [0,95 \div 0,98].$$

On choisira arbitrairement $\eta_v = 0,96$.

$$\text{soit } \eta_v = \frac{q_v}{q_{vr}} \Rightarrow q_{vr} = \frac{q_v}{\eta_v} = \frac{0,942}{0,96} = 0,981 \text{ m}^3/\text{s}$$

b. Détermination du rendement aérodynamique :

Le rendement aérodynamique ne tient compte que des pertes dans les profils aérodynamiques des aubages, et tant donné que le rendement interne est constant dans la plage choisie, le rendement aérodynamique est donné par la formule [1] :

$$\eta_a = \frac{\eta_i}{\eta_v} = \frac{0,85}{0,96} = 0,8854.$$

finalement la puissance est donnée par :

$$P = \frac{W_c \cdot \eta_m}{\eta_a} = \frac{1972,52 \times 0,703}{0,8854}$$

$$P = 1566,16 \text{ W} = 1,566 \text{ KW.}$$

On constate que d'après le Catalogue des moteurs asynchrones [3], que le moteur qui couvre largement cette puissance est le moteur de type 096 fabriqué par l'Entreprise Nationale des Industries Electrotechniques (ENIE), dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Le moteur asynchrone a deux (02) paires de pôles.

- la puissance nominale $P_{nm} = 2,2 \text{ kW}$.
- la vitesse de rotation nominale en fonctionnement $N_{nm} = 2860 \text{ tr/min}$.
- Le couple nominal en fonctionnement $C_{nm} = 7,4 \text{ N.m}$.
- la masse nette est approximativement $M_n = 15,7 \text{ Kg}$.
- la désignation de carcasse est 90L.

Donc, la vitesse de rotation du ventilateur la plus proche de la vitesse nominale du moteur est d'après le tableau I

$$N \simeq 2857 \text{ tr/min}.$$

ce qui donnera d'après la formule (1) :

$$n_s \simeq 52 \quad \text{et à partir du graphe (Fig. 1.) on tire :}$$

$$\left. \begin{array}{l} \psi = 1,1 \\ \eta_i = 0,85 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{où } \psi \text{ constitue le rapport entre le travail} \\ \text{et le carré de la vitesse périphérique.} \end{array}$$

I-1-5. Calcul de la vitesse périphérique à la sortie de la roue :

On a le coefficient qui est donné par [1] :

$$\psi = \frac{2 W_c}{U_2^2} \implies U_2 = \sqrt{\frac{2 W_c}{\psi}}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times 1972,52}{1,1}} = 59,90 \text{ m/s}.$$

II-1-6. Calcul du diamètre extérieur de la roue "D₂"

24

La vitesse périphérique à la sortie de la roue du ventilateur est donnée par :

$$U_2 = \pi \cdot D_2 \cdot \frac{N}{60} \Rightarrow D_2 = \frac{60 U_2}{\pi \cdot N} = \frac{60 \times 59,9}{\pi \cdot 2857}$$

$$D_2 = 0,400 \text{ m}$$

II-1-7. Calcul de la vitesse du fluide à l'entrée de l'œil : c.m

On se base sur le diagramme $E_1 = f(u)$ (fig.4), table pour les ventilateurs centrifuges [1] où E_1 est la valeur reliant le travail de compression et la vitesse à l'entrée de l'œil, ceci est justifié d'après PFEIDERER par :

$$C_s = E_1 \cdot \sqrt{2 W_c}$$

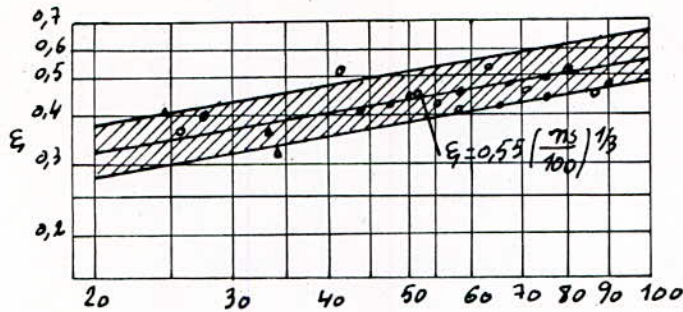
On choisit à partir de ce diagramme la valeur de E_1 telle que

$$W_c = 52 \text{ , ou tire : } E_1 = 0,443$$

$$\text{d'où } C_s = 0,443 \sqrt{2 \times 1972,52}$$

$$C_s = 27,8 \text{ m/s.}$$

(fig-4)



T-1-8 - Calcul du diamètre de l'ocillard D_s :

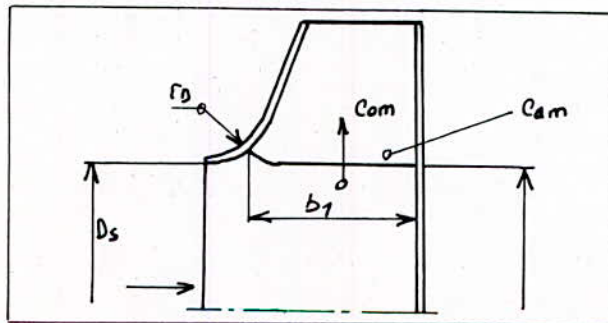
en utilisant l'équation de continuité d'un écoulement

pour un gaz parfait incompressible ou a :

$$\frac{\pi}{4} D_s^2 \cdot C_s = 9v_r$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 9v_r}{\pi \cdot C_s}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,981}{\pi \cdot 27,8}} = 0,212 \text{ m.}$$

(fig-5).



Afin d'optimiser les pertes par fuites, il est préférable de prendre le diamètre de l'arête de l'aube égal au diamètre de l'entrée de l'ocillard tel que: (Fig.5-)

$$D_1 = D_5 = 0,212 \text{ m.}$$

II. 1.9 - Calcul de la vitesse d'entrée dans la roue Com:

D'après le modèle de construction choisi, la valeur de la vitesse Com s'obtient par correction de la vitesse d'entrée dans l'ocillard de la façon suivante [1]:

$$C_{om} = m C_s.$$

où m est un coefficient de correction donné empiriquement par la formule [1]:

$$m = 0,5 \cdot \left(\frac{100}{n_s}\right)^{1/6} = 0,5 \left(\frac{100}{52}\right)^{1/6}$$

m = 0,55 par la suite :

$$C_{om} = m C_s = 0,55 \cdot 27,8$$

$$C_{om} = 15,3 \text{ m/s}$$

II-1-10. Calcul de la largeur de l'aube à la base b_1 : 27

En appliquant l'équation de continuité pour un fluide incompressible sur toute la section périphérique de la roue du ventilateur on a :

$$q_{vr} = \pi \cdot D_1 \cdot \text{Com} \cdot b_1$$

$$\text{d'où } b_1 = \frac{q_{vr}}{\pi \cdot D_1 \cdot \text{Com}} = \frac{0,981}{\pi \cdot 0,212 \cdot 15,3}$$

$$b_1 = 0,096 \text{ m}$$

II-1-11. Calcul de la vitesse périphérique à l'entrée de la roue u_1 :

elle est donnée par :

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot \frac{N}{60} = \pi \cdot 0,212 \cdot \frac{2857}{60}$$

$$u_1 = 31,7 \text{ m/s.}$$

II-1-12. Calcul de l'angle β_1 :

On devra d'abord choisir un nombre d'aubes qui sera vérifié par la suite. Ce choix est très délicat, du fait que l'on manque des paramètres de références, mais vu les approximations géométriques au paramètre calculés, on estime

arbitrairement le nombre d'aubes à $z = 10$ donc le pas sera: 28

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z} = \frac{\pi \cdot 0,212}{10}$$

$$t_1 = 0,066.$$

sur la base des tôles existantes, on fixera l'épaisseur de l'aube à $e = 3\text{mm}$, ensuite pour la détermination de β_1 , on procédera par la méthode des itérations en s'appuyant sur la formule [1]:

$$\beta_1 = \text{arctg} \frac{C_{0m}}{\epsilon_{r1} u_1}.$$

où ϵ_{r1} est une valeur donnant le rapport entre la vitesse d'entrée dans la roue C_{0m} et cette même vitesse dans le cas d'un écoulement sans prérotation, qui sera en première approximation estimée inférieure à l'unité et par la suite, elle sera vérifiée par [1]:

$$\epsilon_{r1} = \frac{t_1 - \nabla_1}{t_1}$$

où ∇_1 représente le retraiçissement du canal et qui est donné

par [1]:

$$\nabla_1 = \frac{e}{\sin \beta_1}.$$

ou dressera ainsi le tableau des iterations suivant :

29

Tableau III

choix de ϵ_1	β_1 calculé $\beta_1 = \arctg \frac{C_{om}}{\epsilon_1 U_1}$	∇_1 calculé $\nabla_1 = 0,003 / \sin \beta_1$	ϵ_1 vérifié $\epsilon_1 = (t_1 - \nabla_1) / t_1$
0,7	34,586	$5,284 \cdot 10^{-3}$	0,919
0,8	31,103	$5,807 \cdot 10^{-3}$	0,912
0,9	28,203	$6,347 \cdot 10^{-3}$	0,903
0,902	28,150	$6,368 \cdot 10^{-3}$	0,903
0,903	28,124	$6,364 \cdot 10^{-3}$	0,903

à partir du tableau III, on prendra :

$\epsilon_1 = 0,903$ ce qui nous donnera :

$$\beta_1 = 28^{\circ}7'$$

On constate que d'après les expériences pratiques [1], les valeurs de l'angle β_1 sont acceptables dans l'intervalle

$$\beta_1 \in [20 \div 40]$$

ce qui nous permettra de justifier notre estimation sur ϵ_1 .

II-1-13. Calcul de l'angle β_2 :

D'après la règle [1] on a :

- si $\beta_1 < 25^\circ$ il faut prendre $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$

- si $\beta_1 > 25^\circ$ il faut prendre $\beta_2 = \beta_1$

dans notre cas, il paraît clair que selon cette règle :

$$\beta_2 = \beta_1 = 28^\circ 7'$$

II-1-14. Vérification du nombre d'aube :

on peut faire la vérification du choix de nombre

d'aube par la formule [1] :

$$z = K \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

où K est un coefficient dont la valeur dépend expérimentalement ^[1] du nombre de tours spécifique et on

admet que : si $40 < n_s < 80 \implies K \in [3 ; 8]$

pour notre cas on choisit arbitrairement $K = 6,5$, d'où

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,4 + 0,212}{0,4 - 0,212} \sin 28,124$$

$z = 9,97$, ou $z \approx 10$, donc notre choix est bon.

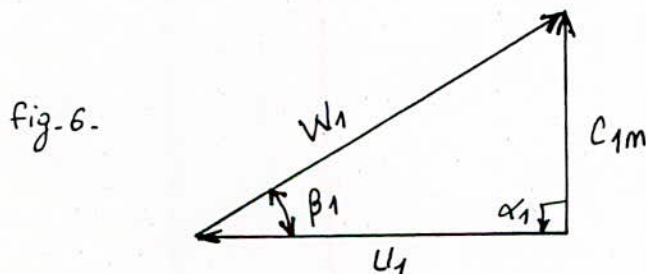
II-1-15. Calcul de la vitesse méridienne d'entrée dans la 31
roue du ventilateur :

On considère que l'écoulement à l'entrée de la roue se fait sans prérotation, et par conséquent, la vitesse d'entrée méridienne s'obtient par [1] :

$$\epsilon_{r1} = \frac{C_{0m}}{C_{1m}} \Rightarrow C_{1m} = \frac{C_{0m}}{\epsilon_{r1}}$$

$$C_{1m} = \frac{15,3}{0,903} = 16,94 \text{ m/s.}$$

II-1-16. Triangle des vitesses à l'entrée de la roue :



d'après le triangle des vitesses (Fig-6), on calcule la vitesse relative du gaz à l'entrée de la roue par :

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1} = \frac{31,7}{\cos 28,124} = 35,94 \text{ m/s.}$$

II-1-17. Calcul de la vitesse méridienne à la sortie de la roue :

Pour des vitesses spécifiques $n_s \in [40 \div 80]$ de notre modèle, la vitesse méridienne est donnée expérimentalement par la formule [1]:

$$C_{2m} = [0,6 \div 0,8] C_{1m}.$$

ou choisie arbitrairement

$$C_{2m} = 0,7 C_{1m} = 0,7 \cdot 16,94 = 11,85 \text{ m/s}.$$

II-1-18 - Calcul du coefficient de forme de l'aube:

le coefficient de forme de l'aube est donné expérimentalement

par [1]:

$$\psi' = [0,65 \div 0,85] \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) \quad \text{où } \beta_2 \text{ est en degrés.}$$

ou prendra arbitrairement

$$\psi' = 0,70 \left(1 + \frac{28^\circ}{60}\right) = 1,027.$$

$$\psi' = 1,027.$$

II-1-19 - Calcul du coefficient du nombre d'aubes:

le coefficient est donné expérimentalement par [1]:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{24'}{3 \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot 1,027}{10 \left[1 - \left(\frac{0,216}{0,400} \right)^2 \right]}}$$

$$\mu = 0,7778.$$

II-1-20. Calcul du travail théorique pour un nombre infini d'aubes :

Ce travail exprime l'énergie de l'augmentation de pression dans le cas de l'idéalisation du processus de fonctionnement ; ceci en prenant un ventilateur centrifuge dont le rendement est égal à l'unité et le nombre d'aubes est infini ; le travail sera exprimé par :

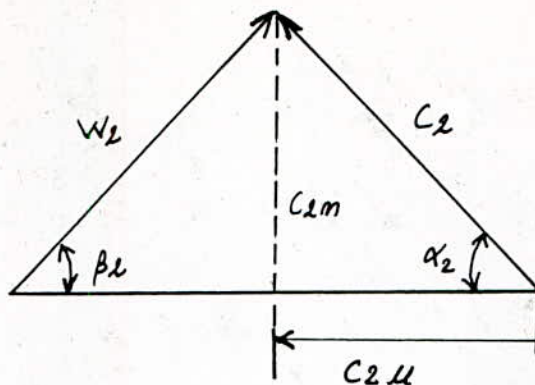
$$W_{c\infty} = \frac{W_c}{\eta \cdot \mu} = \frac{1972,52}{0,8854 \cdot 0,7778}$$

$$W_{c\infty} = 2864,27 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

II-1-21. Calcul de la vitesse périphérique à la sortie de la roue :

à partir du triangle des vitesses (fig.5), on a :

Fig-7.



ou a :

$$U_2 = C_{2u} + \frac{C_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{C_{2m}}{C_{2u}}$$

$$W_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2}$$

ou recalculera d'abord la vitesse périphérique à la sortie de la roue par la formule [1] :

$$U_2 = \frac{C_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{C_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + W_2 \infty}$$

et par suite, on déterminera la valeur du diamètre extérieur de la roue correspondant et qui sera vérifiée.

$$U_2 = \frac{11,85}{2 \operatorname{tg} 28,124} + \sqrt{\frac{11,85}{2 \operatorname{tg} 28,124} + 2864,27}$$

$$U_2 = 64,70 \text{ m/s}$$

ce qui donne,

$$C_{2u} = \frac{W_{\infty}}{u_2} = \frac{2864,27}{64,70}$$

$$C_{2u} = 44,27 \text{ m/s}$$

$$W_1 = \frac{11,85}{\sin 28,124} = 25,14 \text{ m/s.}$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{11,85}{44,27} = 14,985 \Rightarrow \alpha_2 = 14^\circ 59'$$

$$C_2 = \frac{11,85}{\sin 14,985} = 45,83 \text{ m/s.}$$

II - 1. 22 - Vérification du diamètre de sortie :

$$\text{ou } a : D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot N} = \frac{60 \times 64,70}{\pi \cdot 2857} = 0,422 \text{ m.}$$

$$D_2 = 0,422 \text{ m.}$$

d'où l'erreur absolue est :

$$\Delta D_2 = 0,422 - 0,400 = 0,022.$$

et l'erreur relative est :

$$\frac{\Delta D_2}{D_2} = \frac{0,022}{0,400} = 0,055 \approx 5,5\%.$$

donc on peut garder le diamètre de sortie

$$D_2 = 0,400 \quad \text{vu que :}$$

$$\frac{\Delta D}{D} < 8\%.$$

II-1.23. Calcul de la largeur des aubes au sommet :

36

Pour déterminer la largeur des aubes au sommet, il vous faudra d'abord déterminer la valeur des paramètres suivants :

a. le pas à la périphérie extérieure de la roue de calcul par :

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z} = \frac{\pi \cdot 0,400}{10} = 0,125 \text{ m.}$$

$$t_2 = 12,5 \text{ mm} = 0,0125 \text{ m.}$$

b. le rétrécissement du canal à la sortie de la roue

qui est donné par [1] :

$$r_2 = \frac{e}{\sin \beta_2} = \frac{0,003}{\sin 28,124} = 6,364 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

c. le coefficient ϵ_{r2} qui dépend du coefficient du rétrécissement du canal à la sortie de la roue et qui est donné

par [1] :

$$\epsilon_{r2} = \frac{t_2 - r_2}{t_2} = \frac{0,125 - 6,364 \cdot 10^{-3}}{0,125} = 0,949$$

et enfin en appliquant l'équation de continuité à un fluide incompressible ou a :

$$q_{vr} = \pi \cdot D_2 \cdot C_{2m} \cdot \epsilon_{r2} \cdot b_2$$

$$\text{d'où } b_2 = \frac{q_{vr}}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2m} \cdot \epsilon_{r2}}$$

$$b_2 = \frac{0,981}{\pi \cdot 0,400 \cdot 11,85 \cdot 0,949} = 0,070 \text{ m}$$

$$b_2 = 70 \text{ mm} = 0,070 \text{ m}.$$

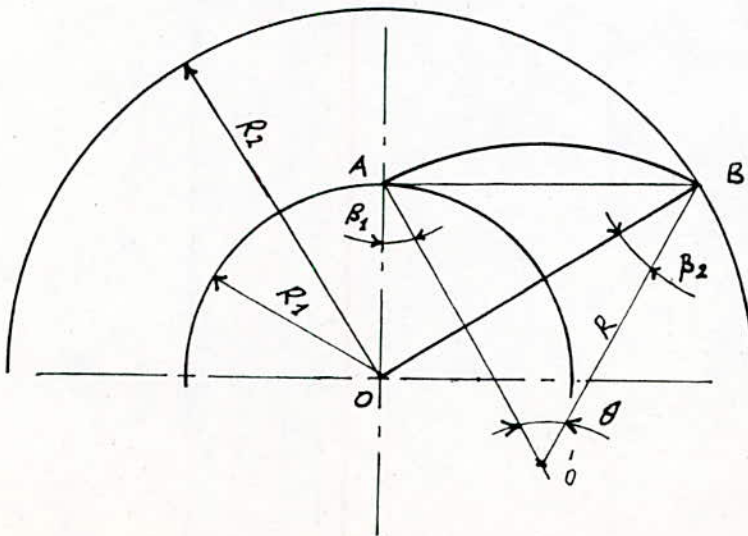
II.124- Tracé de l'aube :

Le tracé de l'aube est illustré sur la planche (I) où l'arc \widehat{AB} détermine l'allure moyenne de l'aube. Son rayon de courbure se calcule de la façon suivante [1] :

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)}$$

$$R = \frac{(0,2)^2 - (0,106)^2}{2(0,2 \cos 28,124 - 0,106 \cos 28,124)}$$

$$R = 0,175 \text{ m}.$$



II-2. Calcul de dimensionnement de la volute :

38

II-2-1. Le rôle de la volute :

A la sortie de la roue, le fluide est canalisé dans un conduit en forme de volute, qui mène le fluide vers la sortie en transformant en partie l'énergie dynamique en énergie de pression.

II-2-2. Calcul de la volute :

Les éléments caractéristiques de la volute sont les suivants :

A. le diamètre de cercle de base : la plus petite valeur de ce diamètre de base (fig-9+a) ne doit jamais être égal au diamètre de sortie de la roue, car on doit prévoir un jeu de fonctionnement de la partie mobile (rotor), ainsi que pour atténuer le bruit provoqué par le passage des gaz du rotor dans la volute.

ce diamètre est donné empiriquement ⁽¹⁾ par la formule :

$$r_2 = r_1 + 0,25 t_2$$

où t_2 est le pas au niveau du diamètre de sortie D_2 39

$$r_2 = 0,2 + 0,25 \cdot 0,125 = (0,2 + 0,031) \text{ m}$$

mais pratiquement, on a jugé suffisant de prendre

$r_2 = 0,2 + 0,02$ pour vérifier les conditions citées précédemment. $r_2 = 0,22 \text{ m}$.

B - la largeur de la volute : Pour notre modèle de ventilat -
- lateur cette largeur est constante (Fig 9-b) et sa valeur sera
fixée en tenant compte des facteurs suivants :

- a - essayer de rapprocher le rendement indiqué du ventili -
- lateur au rendement indiqué optimum.
- b - obtenir une vitesse de sortie des gaz acceptable.

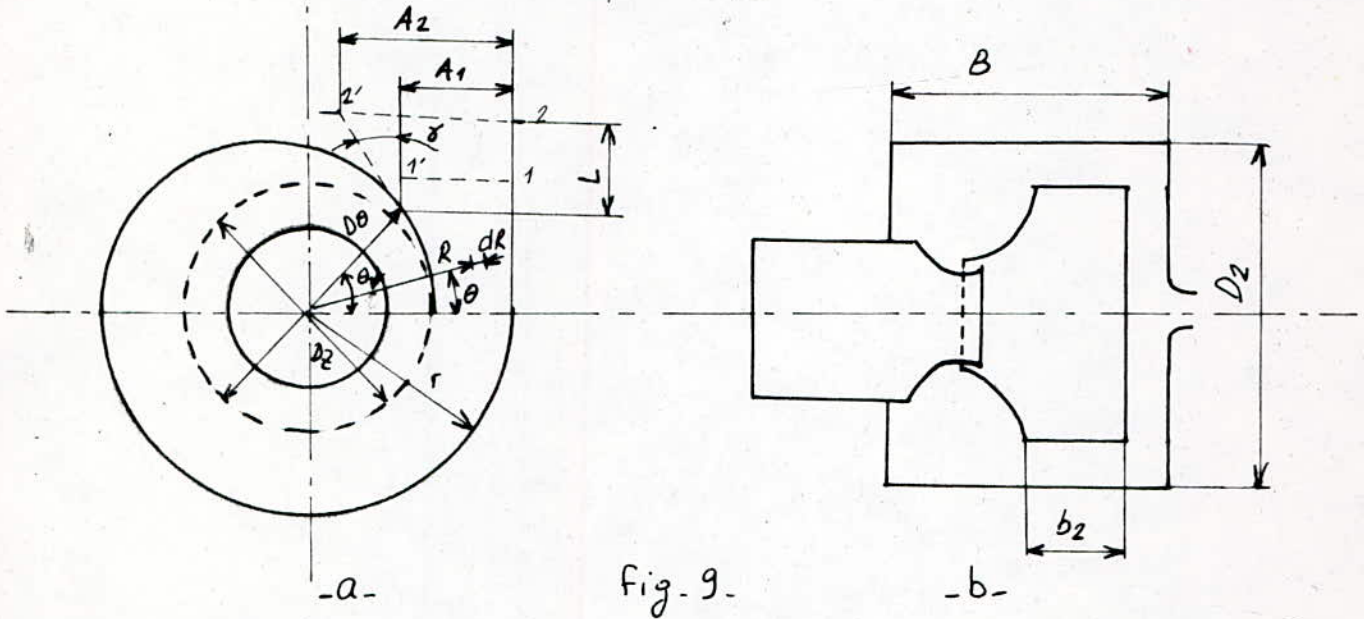
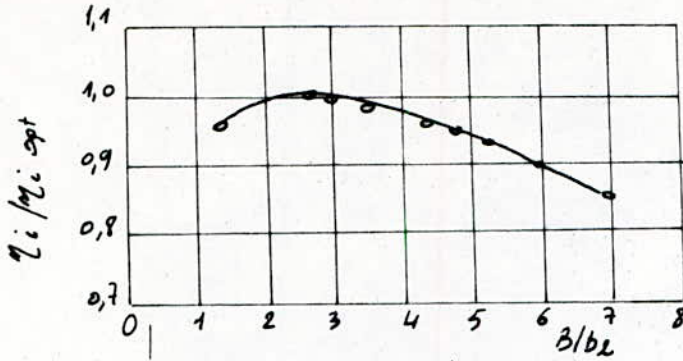
D'après la figure 8 (Fig-8) on doit avoir :

$$B/b_2 \in [2 \div 4] \text{ ou admet } B/b_2 = 3 \text{ b/2.}$$

$$\text{d'où } B = 3b \Rightarrow B = 3 \cdot 0,070$$

$$B = 0,21 \text{ m.}$$

Fig. 8



c. l'angle θ_0 à la languette de la volute : cet angle est l'angle à partir duquel commence la languette de la volute (fig. 9.a.), sa valeur est donnée par [1] :

$$\theta_0 \in [30 \div 55]$$

ou prendra arbitrairement $\theta_0 = 45^\circ$.

Pour déterminer la géométrie de la volute, il nous faudra

d'abord déterminer les lignes de courant décrites par le fluide en l'imaginant après la sortie de la roue et son écoulement à travers la volute. 41

Si on néglige les frottements, le couple appliqué à ce fluide est nul, ce qui donnera d'après Euler :

$$R C_u(R) = K = C_{3u}^2 \quad (2).$$

et ceci quelque soit $r_2 \leq R \leq r$, avec K une constante constituant le produit de la vitesse périphérique au rayon R et ce même rayon.

Cette équation appliquée au fluide à la sortie de la roue donne :

$$r_2 \cdot C_{3u} = K \quad (3),$$

pour calculer cette valeur, il faudra déterminer la vitesse à l'entrée de la volute qui nous est donnée⁽¹⁾ par :

$$C_{3u} = \frac{W_c}{U_2 n a}$$

$$C_{3u} = \frac{1972,5}{0,8854 \times 64,7} = 34,43 \text{ m/s}$$

$$\text{d'où } K = 34,43 \cdot \frac{0,400}{2} = 6,886 \text{ m}^2/\text{s}.$$

D'autre part, si on considère le débit du fluide traversant une section de la volute, on constate qu'il est proportionnel à l'angle θ formé par cette section avec la languette de la volute (fig. a) tel que :

$$q(\theta) = q_{vr} \frac{\theta}{2\pi} \quad \text{où } \theta \text{ est en radian}$$

et q_{vr} est le débit volumétrique réel.

et ce même débit peut être aussi calculé de la façon suivante :

$$q(\theta) = \int_{r_2}^r dq(\theta) = \int_{r_2}^r B C_u(R) \cdot dR \quad (4)$$

où $C_u(R)$ est la vitesse périphérique du fluide pour un rayon $r_2 \leq R \leq r$

or, d'après l'équation (2) et (3) on a :

$$r_2 C_{3u} = R C_u(R) \quad \text{ce qui donne}$$

$$C_u(R) = \frac{C_{3u} \cdot r_2}{R} = \frac{K}{R}$$

En remplaçant ceci dans la formule (4) on aura :

$$q(\theta) = q_{vr} \cdot \frac{\theta}{2\pi} = \int_{r_2}^r B \cdot \frac{K}{R} dR = BK \int_{r_2}^r \frac{dR}{R}$$

d'où $\ln \frac{r}{r_2} = \frac{q_{vr}}{2\pi \cdot B \cdot K} \theta$.

$r = r_2 \exp \left[\left(\frac{q_{vr}}{2\pi \cdot B \cdot K} \right) \theta \right]$.

où r est le rayon spiral de la volute, et pour permettre le tracé de la volute, on choisira le tableau suivant à partir de la formule :

$r = 0,22 \cdot \exp \left[\left(\frac{0,981}{2\pi \cdot 0,21 \cdot 34,43} \right) \theta \right]$.

$r = 0,22 \exp [0,02159 \theta]$.

θ (rd)	0	$45 \times \frac{\pi}{180}$	$90 \times \frac{\pi}{180}$	$135 \times \frac{\pi}{180}$	π	$225 \times \frac{\pi}{180}$	$270 \times \frac{\pi}{180}$	$315 \times \frac{\pi}{180}$	2π
r (m)	0,220	0,223	0,227	0,231	0,235	0,239	0,243	0,247	0,252

Tableau - IV -

II-2-3 - V vérification de la section de sortie :

la section d'entrée du fluide est :

$S_e = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,212)^2}{4} = 0,0353 \text{ m}^2$.

la section de sortie au niveau 1-1' (Fig 9.a) est :

$S_s = A_1 B$.

la valeur de la longueur A_1 est :

44

$$A_1 = r_{360} - x \quad \text{où}$$

$$x = r_v \cdot \cos \theta_v = 0,223 \cdot \cos 45^\circ = 0,157 \text{ m.}$$

$$\text{qui donne : } A_1 = 0,252 - 0,157 = 0,095 \text{ m.}$$

enfin la section de sortie est :

$$S_s = A_1 \cdot B = 0,095 \times 0,21 = 0,02$$

sur la base des deux valeurs de ces sections, il paraît clair que $S_s < S_e$, ce qui ne vérifie pas les calculs de dimensionnement faits précédemment. Pour remédier à ceci et rendre $S_s = S_e$, on procède à un élargissement (fig 9.a) qui se définit par la longueur A_2 et l'angle d'écartement γ pris expérimentalement inférieur à 14° , donc :

$$S_s = S_e = A_2 \cdot B \Rightarrow A_2 = \frac{S_e}{B} = \frac{0,035}{0,21}$$

$$A_2 = 0,167 \text{ m.}$$

Si on prend arbitrairement $\gamma = 13^\circ$, ceci détermine la longueur L (fig 9.a) comme suit

$$A_2 - A_1 = L \operatorname{tg} \gamma \Rightarrow L = \frac{A_2 - A_1}{\operatorname{tg} \gamma}$$

$$L = \frac{0,167 - 0,095}{\operatorname{tg} 13} = 0,311 \text{ m} \Rightarrow L = 0,311 \text{ m.}$$

II-2-4- Choix du matériau de construction :

Pendant le fonctionnement, la partie intérieure de la volute est soumise à une température élevée qui peut atteindre même 580°C , si on prévoit une panne fortuite dans la chaudière de récupération. Ce qui le rend plus exposé à l'érosion, tandis que sa partie extérieure est en contact avec l'air ambiant. Ainsi on a choisi⁽⁷⁾ pour la construction l'acier inoxydable dont la nuance est Z15-CNS 25-20, car cet acier résiste efficacement à cette température et à l'érosion.

Sa masse volumique est⁽⁷⁾ : $\rho = 7,876 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$;

sa contrainte admissible est⁽⁷⁾ $\sigma_{\text{adm}} = 75 \text{ daN/mm}^2$.

III. CALCUL DYNAMIQUE :

46

III-1-CALCUL DE LA POUSSÉE AXIALE

L'action du fluide sur la roue qui possède une géométrie axi-symétrique provoque un couple, et une force résultante axiale.

En cas où cette dernière est suffisamment grande, il nous faudra un dispositif d'équilibrage pour maintenir fixe la position du rotor.

Cette résultante s'obtient en appliquant à une partie du fluide, contenue dans la roue entre les surfaces $(S_1, \Sigma_1, S_2, \Sigma_2)$ (fig. 11)

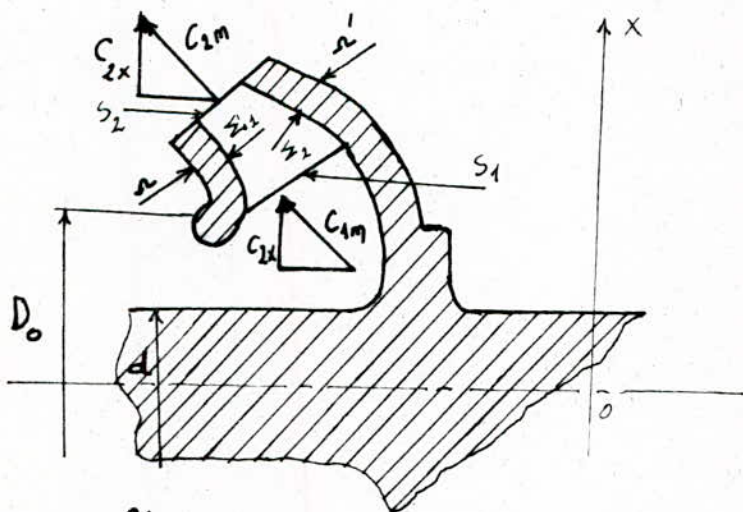


fig. 10.

Le théorème de la dérivée de la quantité de mouvement projetés sur l'axe Ox , qui est égale à la somme de toutes les forces

projectées sur le même axe et appliquées sur cette même partie
du fluide. La dérivée de la quantité de mouvement projectée est

$$\text{donnée par }^{[2]} : \rho g_{vr} (c_{2x} - c_{1x}).$$

où c_{1x} et c_{2x} sont respectivement les projections des vitesses absolues
 c_1 et c_2 sur l'axe Ox . Ensuite les efforts appliqués sur cette
même partie du fluide sont les suivants :

- l'effort de pression sur les surfaces S_1 et S_2 .
- l'effort appliqué sur les surfaces Σ_1 et Σ_2 .
- l'effort appliqué par les aubes sur le fluide.

les deux derniers efforts constituent l'action projectée de la
roue sur le fluide appelé F .

En appliquant F_s la résultante projectée des efforts dûs aux
pressions P_1 et P_2 , on aura :

$$\rho g_{vr} (c_{2x} - c_{1x}) = F_s - F.$$

De plus la réaction axiale de la roue sur l'arbre se compose
des actions du fluide sur les surfaces Ω , Ω' , leur résultante

sera représentée par F_{Ω} , par conséquent, la poussée axiale totale est : 48

$$F_t = F_s + \bar{F}_{\Omega} + \rho g_{vr} (C_{2x} - C_{1x}).$$

Le terme $F_s + \bar{F}_{\Omega}$ représente la poussée axiale statique qui est donnée dans le cas d'une roue centrifuge par [2]:

$$F_s + \bar{F}_{\Omega} = \pi \cdot \frac{D_0^2 - d^2}{4} (P_2 - P_1).$$

où D_1 est le diamètre d'entrée du fluide qui est égal à D_1 .

d est le diamètre de l'arbre.

P_1 et P_2 sont les pressions statiques respectivement dans la section d'entrée et de sortie de la roue.

En se plaçant toujours dans le cas d'une roue centrifuge, on a:

- la direction de C_1 parallèle à l'axe Ox , donc $C_1 = C_{1x}$
- la direction de C_2 est perpendiculaire à l'axe, donc $C_{2x} = 0$

Finalement la poussée axiale totale est :

$$F_a = \frac{\pi}{4} [(0,212)^2 - (0,03)^2] [1471,5] - (0,746 \times 0,981) - 16,94$$

$$F_a = 38,5 \text{ N.}$$

III-2-ESTIMATION DU POIDS DE LA ROUE

La détermination de la masse de la roue, revient à la détermination des différentes masses de ses constituants qui sont :

les aubes, et les deux flasques.

III-2-1-ESTIMATION DE LA MASSE DES AUBES

La masse des aubes est donnée par : $M_a = z \cdot \rho \cdot V_a$.

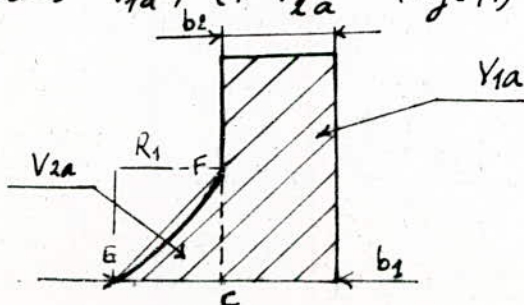
où ρ est la masse volumique du matériau utilisé qui est choisi identique à celui qui a été utilisé pour la construction de l'arbre (Z15CNS25-20), ce qui nous donne (7) :

$$\rho_a = 7,876 \text{ Kg/dm}^3 = 7,876 \cdot 10^3 \text{ Kg/cm}^3$$

V_a est le volume d'une seule aube.

z est le nombre d'aubes.

Pour calculer le volume V_a , on s'est proposé de la diviser en deux parties V_{1a} , et V_{2a} (Fig-11)



- fig 11 -

le premier volume V_{1a} est donné par :

$$V_{1a} = \widehat{Ac} \cdot b_1 \cdot c.$$

où l'arc \widehat{Ac} est calculé à partir de la flèche I-par :

$AC = R\theta$ avec R le rayon de courbure de l'aube.

et θ est une mesure lise directement sur le dessin de la flèche I :

$$\theta = 57^\circ$$

$$\widehat{AC} = 0,175 \cdot 57 \times \frac{\pi}{180} = 0,174$$

$$d'où V_{1a} = 0,174 \times 0,070 \cdot 0,003 = 3,654 \cdot 10^{-5} m^3$$

Le second volume présente aussi une courbure [Fig 11.], mais

en première approximation on a effectué un calcul approché

de ce volume en supposant que l'arc EF est confondu avec

le segment EF et on aura donc :

$$V_{2a} = \frac{d(Fc) - d(\bar{E}c)}{2} \cdot e.$$

où les valeurs des distances $d(Fc)$, $d(\bar{E}c)$ sont mesurées sur

le dessin d'ensemble : $d(Fc) = 29mm = 0,029m$.

$$d(\bar{E}c) = b_1 - b_2 = 0,095 - 0,07 = 0,025m. \text{ ce qui donnera :}$$

$$V_{2a} = 0,029 \cdot 0,025 \cdot 0,003 = 1,0875 \cdot 10^{-6} m^3$$

En comparant les deux valeurs V_{1a} et V_{2a} , on constate que la valeur approchée du volume V_{2a} est très faible comparativement à celle du volume V_{1a} , par conséquent, l'erreur introduite dans la somme des deux volumes influe peu sur le résultat.

$$V_a = V_{1a} + V_{2a} = 3,76275 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3.$$

$$\text{La masse est : } M_a = \rho_a \cdot V_a = 10 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 3,76275 \cdot 10^{-5}$$

$$M_a = 2,9635 \text{ kg.}$$

-III-2-2-ESTIMATION DE LA MASSE DU FLASQUE

La masse totale des deux flasques est :

$$M_F = M_{F1} + M_{F2}.$$

où M_{F2} , M_{F1} sont respectivement les masses du flasque arrière et le flasque avant (Fig-12).

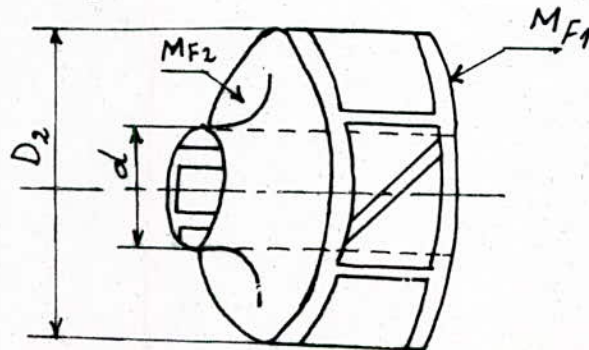


fig-12-

$$MF_1 = \int_F \cdot VF_1, \quad MF_2 = \int_F \cdot VF_2. \quad (\text{Fig-13-a, b})$$

Le calcul du volume VF_1 donne :

$$VF_1 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_3^2) \cdot e.$$

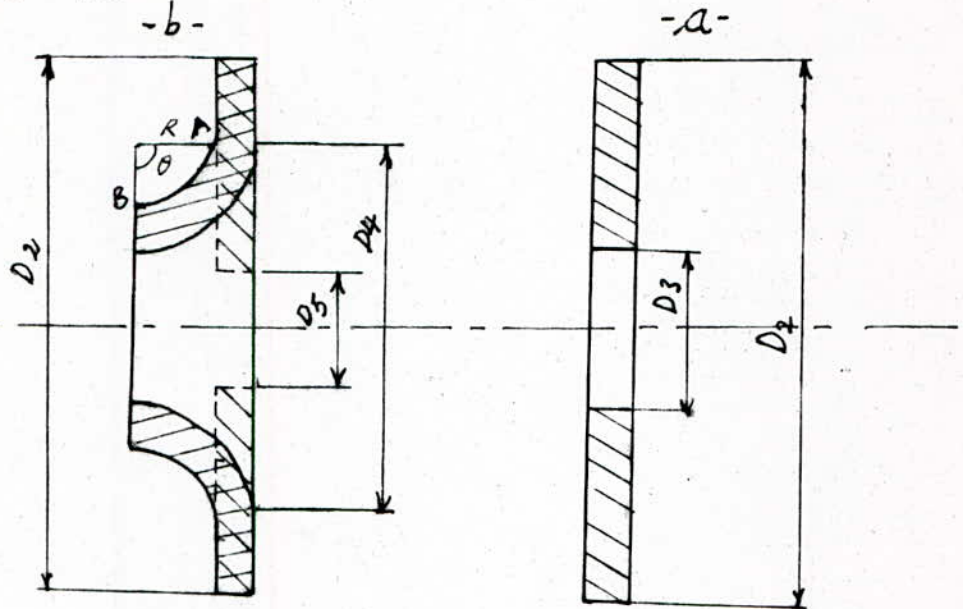


fig-13-

les valeurs D_3 , D_2 et e sont mesurés directement sur le dessin d'ensemble : tel que :

$$D_3 = 0,050 \text{ m} ; D_2 = 0,4 \text{ m} ; e = 0,003 \text{ m}.$$

$$\begin{aligned} \text{ce qui donne : } VF_1 &= \frac{\pi}{4} [(0,4)^2 - (0,050)^2] \cdot 0,003 \\ &= 3,711 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3. \end{aligned}$$

Le volume VF_2 présente aussi une courbure ; pour le calculer, on procède par la façon suivante : On calculera d'abord l'arc AB par : $\widehat{AB} = R \cdot \theta$.

où R est le rayon de courbure mesuré sur le dessin d'ensemble 53

$$R = 0,029 \text{ m}, \quad \theta = \frac{\pi}{2} \text{ rad.} \quad \text{donc :}$$

$$\widehat{AB} = 0,029 \cdot \frac{\pi}{2} = 0,045 \text{ m.}$$

ensuite, on calculera le volume du disque creux (Fig. 13-6),

on aura :

$$V_{2F} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_3^2) \cdot e.$$

D_5 est mesuré sur le dessin d'ensemble, où $D_5 = D_4 - 2\widehat{AB}$.

$$V_{2F} = \frac{\pi}{4} (0,4 - 0,186) \cdot 0,003.$$

$$V_{2F} = 2,9547 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3.$$

Pour la construction du flasque, on choisit toujours

l'acier inoxydable Z15CN525-20 donc :

$$MF_1 = 7,876 \cdot 10^3 \cdot 3,711 \cdot 10^{-4} = 2,923 \text{ Kg.}$$

$$\text{et } MF_2 = 2,9547 \cdot 10^{-4} \cdot 7,876 \cdot 10^4 = 2,327 \text{ Kg.}$$

Finalement la masse totale de la roue est :

$$M_R = M_a + MF_1 + MF_2 = 2,9634 + 2,923 + 2,327.$$

$$M_R = 8,2134 \text{ Kg.}$$

et son poids est : $P_R = M_R \cdot g$ avec $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$\text{d'où } P_R = 80,573 \text{ N.}$$

III-3-CALCUL DE LA VITESSE CRITIQUE

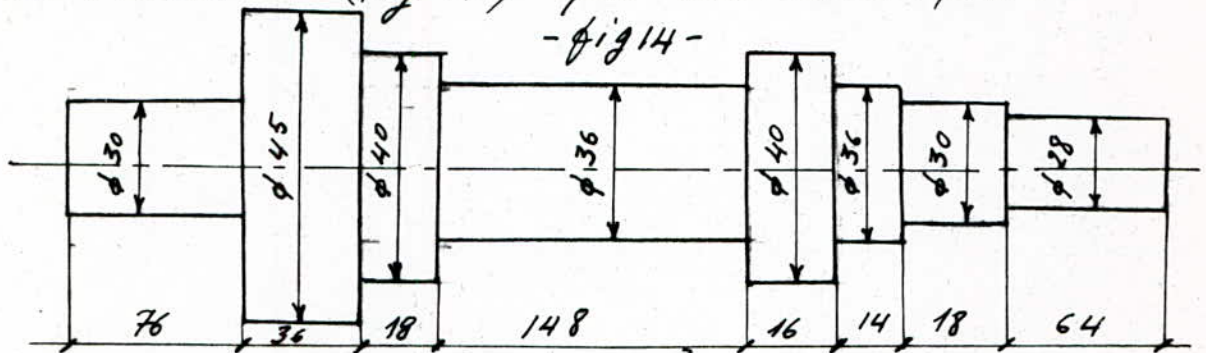
A l'état statique l'arbre qui est de section variable est soumis à son propre poids et le poids de la roue.

Pour calculer la vitesse critique, on calculera d'abord la flèche statique de l'arbre.

- on procédera de la façon suivante.

- Détermination du moments flechissant:

On calculera le poids de chaque élément de l'arbre (fig-14-) qui sera donné par:



$P_i = \rho V_i \cdot g$ où $\rho = 7,876 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ et V_i est le volume de chaque élément, la pesanteur est prise égale à $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.
on aura:

$$P_1 = \frac{\pi}{4} (0,03)^2 \cdot 0,076 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 4,149 \text{ N.}$$

$$P_2 = \frac{\pi}{4} (0,045)^2 \cdot 0,036 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 4,415 \text{ N.}$$

$$P_3 = \frac{\pi}{4} (0,04)^2 \cdot 0,018 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 1,746 \text{ N.}$$

$$P_4 = \frac{\pi}{4} (0,036)^2 \cdot 0,148 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 11,638 \text{ N.}$$

$$P_5 = \frac{\pi}{4} (0,04)^2 \cdot 0,016 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 1,553 \text{ N.}$$

$$P_6 = \frac{\pi}{4} (0,036)^2 \cdot 0,014 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 1,101 \text{ N.}$$

$$P_7 = \frac{\pi}{4} (0,03)^2 \cdot 0,018 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 0,983 \text{ N.}$$

$$P_8 = \frac{\pi}{4} (0,028)^2 \cdot 0,064 \cdot 7,876 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 3,044 \text{ N.}$$

d'où le poids total de l'arbre est:

$$P_t = \sum_{i=1}^8 P_i = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8$$

$$P_t = 28,629 \text{ N.}$$

Les différents Poids Précédemment Calculés sont appliqués au Centre de gravité de chaque trançon. On détermine les réactions au points A et B. (fig. 5-a), on aura :

$$\sum dH/B = 0$$

$$- 4,149 \cdot 0,248 - 4,415 \cdot 0,192 - 1,746 \cdot 0,165 + R_A \cdot 0,165$$

$$- 11,638 \cdot 0,082 + 1,101 \cdot 0,015 + 0,983 \cdot 0,031 + 3,044 \cdot 0,072 = 0$$

Ce qui donne :

$$R_A = \frac{2,8528}{0,165} = 17,29 \text{ N.}$$

$$\text{et } \sum dH/A = 0$$

$$- 4,149 \cdot 0,083 - 4,415 \cdot 0,027 + 11,638 \cdot 0,083 + 1,553 \cdot 0,165$$

$$- R_B \cdot 0,196 + 3,044 \cdot 0,237 = 0$$

Ce qui donne :

$$R_B = \frac{1,8709}{0,165} = 11,339 \text{ N.}$$

Pour déterminer le moment fléchissant on utilisera la méthode de Mohr tel que :

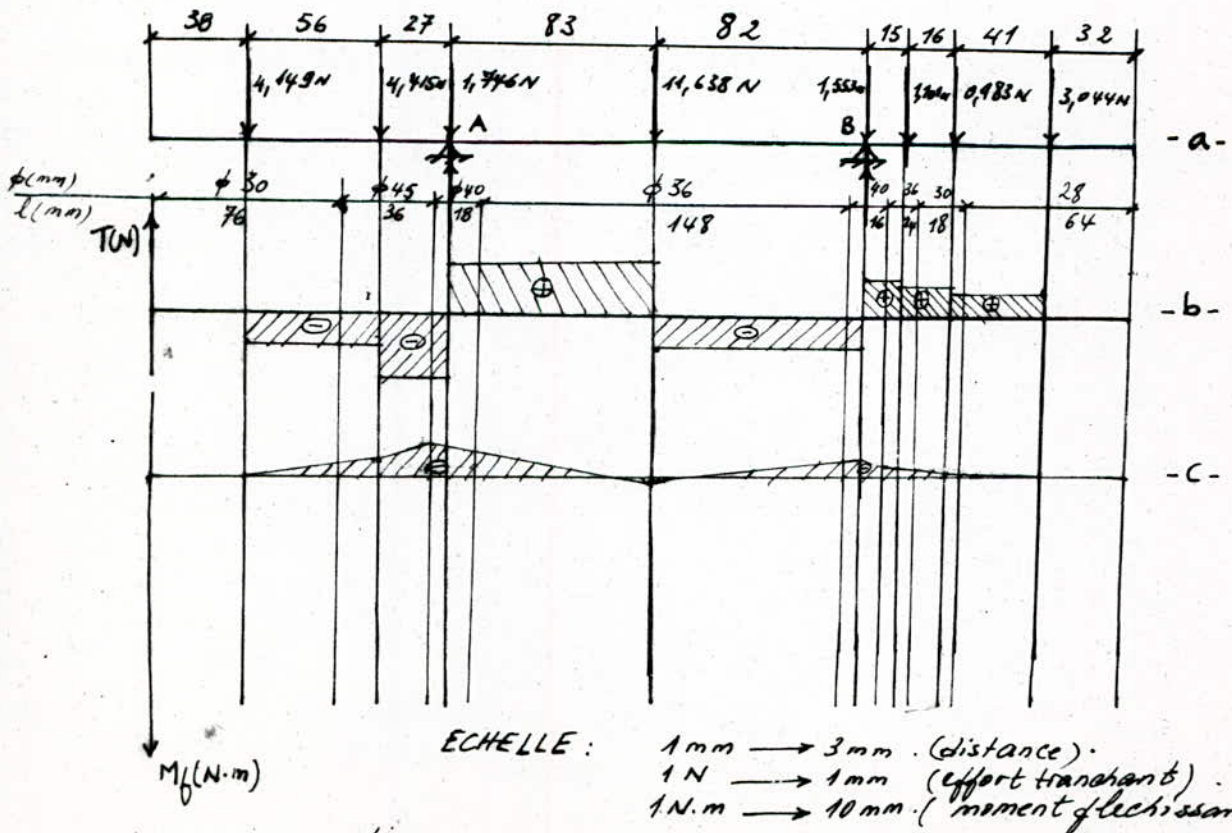


fig. 15-

- Détermination des charges fictives: Cette opération consiste à dériver le moment flechissant maximal en un point du diagramme par le moment d'inertie en ce point, qui correspond à une section de diamètre constant pour ceci on établira le tableau -V-, qui résume ces valeurs.

- Détermination de la flèche: La détermination de la flèche s'effectue à partir du moment flechissant fictif, qui se calcule en multipliant les valeurs des charges fictives par l'air de la section S de l'élément considéré.

La valeur du moment flechissant n'est autre que la fonction $E \cdot y$ où y est la flèche.

par conséquent

$$f = y = \frac{|M_f| S}{E \cdot I} \quad \text{avec } I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{et } E = 2,12 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2.$$

Les valeurs de la flèche sont résumées au tableau suivant:

$d(m)$	0,03	0,045	0,04	0,036	0,04	0,036	0,03	0,028
$I(m^4) \times 10^{-8}$	3,976	2,0129	12,566	8,2448	12,566	8,2448	3,976	3,0172
$M_f(N.m) \gamma_{max}$	-0,1576	-0,3864	0,4006	-0,4006	-0,2645	-0,2233	-0,1589	0,0948
$f(m) \times 10^5$	1,87	9,05	1,5	2,29	0,99	1,278	1,88	1,48.

Tableau -V-

Si on considère que cette flèche statique maximale est proportionnelle au charges concentrées de chaque trançon

tel que $f_{\max} = \alpha P_i$ avec $P_i = m_i g$.

$$f_{\max} = \alpha m g \Rightarrow \alpha m = \frac{f_{\max}}{g}$$

où α est une constante de proportionnalité donnée, et g est la pesanteur.

D'autre part cette même masse lors de la rotation est excentrée par rapport à l'axe géométrique de rotation, il en résulte une force centrifuge F , qui détermine une flèche supplémentaire dite la flèche dynamique f_0 .

$$F = m_i \omega^2 (f + f_0)$$

Et par conséquent. $f_0 = \alpha F = \alpha m_i \omega^2 (f + f_0)$.

$$f_0 = \frac{m_i \omega^2 f_0}{\frac{1}{\alpha} - m \omega^2} \quad \text{cette flèche devient infinie}$$

si: $\frac{1}{\alpha} - m \omega^2 = 0$ ce qui donne la vitesse angulaire critique. C'est à dire qui provoque la rupture de l'arbre.

$$\omega_c = \frac{2\pi n_c}{60} = \sqrt{\frac{1}{m\alpha}}$$

donc pour le cas statique on aura une vitesse critique

$$n_c = \frac{60 \cdot \omega_c}{2\pi} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m\alpha}}$$

$$\text{où } \alpha m = \frac{f_{\max}}{g}$$

$$\text{ce qui donnera } n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{\max}}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9,81}{9,05 \cdot 10^{-3}}}$$

$$n_c = 3143,99 \text{ tr/min}$$

Or pendant le service à une vitesse de rotation maximale ($n = 2857 \text{ tr/min}$) on n'obtiendra jamais cette vitesse.

IV. CALCUL DE RESISTANCE :

57

IV-1. CALCUL DE L'AUBE À LA RESISTANCE

1-1. Choix du matériau de construction des aubes :

Puisque les aubes sont soudées de chaque côté au flasque, et travaillent à des températures élevées qui peuvent causer leurs corrosion, on choisit pour leur construction des tôles de l'acier inoxydable déjà utilisé pour la construction de la volute.

Sa nuance est Z15CNS-25-20, sa masse volumique $\rho = 7,876 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ et sa contrainte admissible à l'attraction est $\sigma_{adm} = 75 \text{ daN/mm}^2$.

1-2. Détermination des efforts d'exercant sur l'aube :

Pendant un régime stable de fonctionnement, l'aube subit des efforts dynamiques. Ces efforts constituent la force centrifuge qui est variable le long de l'aube, alors pour la calculer, on se propose de partager l'aube en sept (07) tronçons d'égale longueur d'arc, ensuite, on déterminera la force centrifuge agissant au centre de gravité de chaque tronçon (Fig-14), et elle

sera exprimée par:

$$F_i = m_i \omega^2 r_i^2$$

ou ω est la vitesse angulaire, r_i est la valeur du rayon joignant le centre de gravité de chaque trançon

au Centre de la roue, qui est mesuré directement

sur la planche I-

m_i est la masse de chaque trançon, qui sera exprimée par:

$$m_i = \rho V_i \quad \text{ou } \rho \text{ est la masse volumique}$$

du matériau constituant l'aube.

V_i est le volume de chaque trançon.

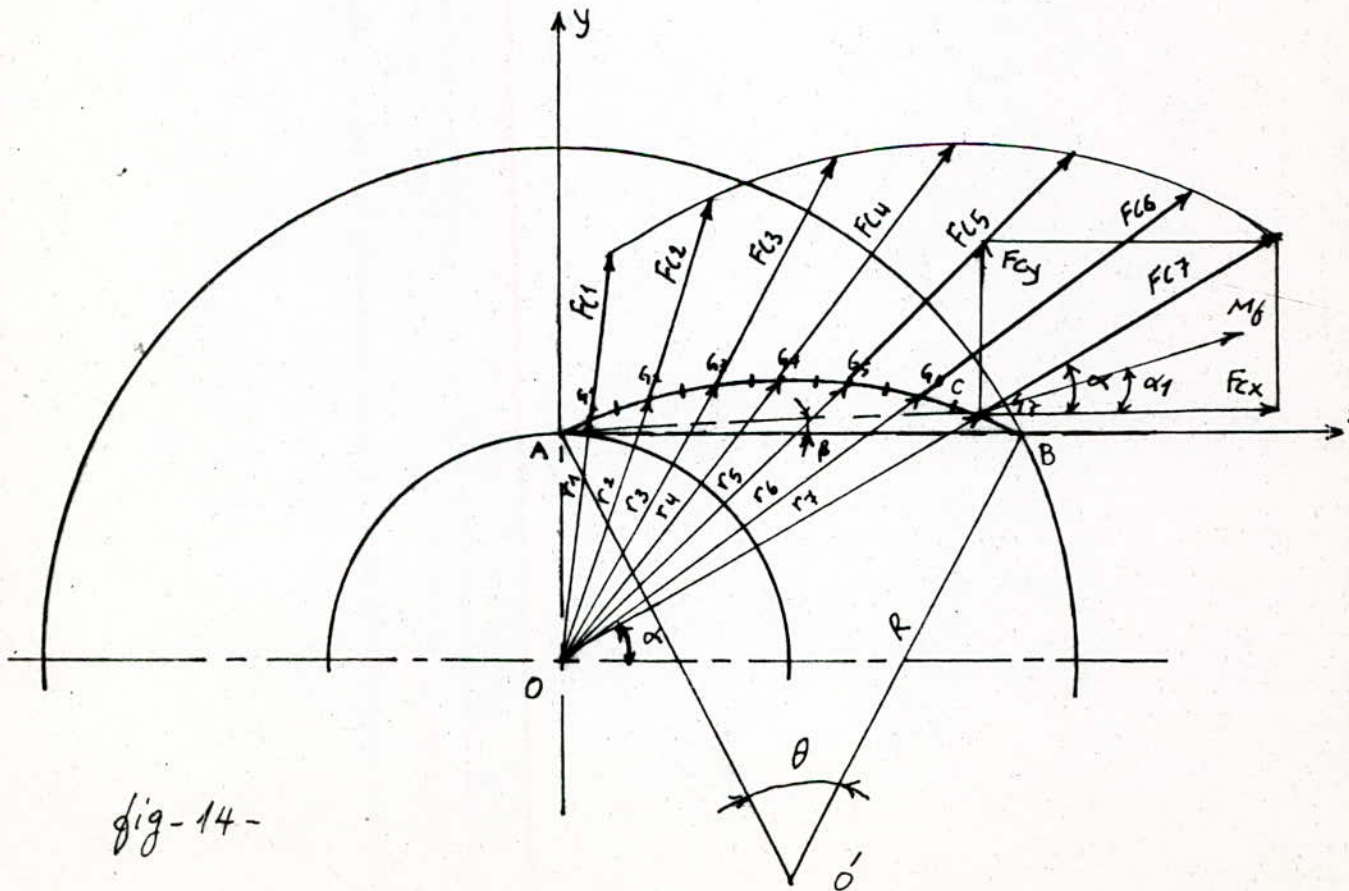


fig-14-

- Pour calculer les différents valeurs des forces centrifuges F_{ci} on dressera le tableau suivant :

Trouçon	1	2	3	4	5	6	7
$r_i(m)$	0,112	0,125	0,139	0,153	0,166	0,181	0,193
$m_i(kg)$	0,0567	0,04421	0,04253	0,04253	0,04134	0,04134	0,04134
$F_{ci}(N)$	568,43	495,556	529,161	566,160	614,263	669,774	714,176

Tableau V.

sur la base des résultats obtenus dans le tableau ci-dessus, on constate que la force centrifuge maximale s'exerce sur le septième trouçon CB (Fig 14), donc on se vérifiera que ce trouçon a la condition de résistance. Cette force centrifuge F_{c7} se décompose dans le plan AXY , en deux forces (Fig-14) F_{cx} et F_{cy}

telque : $F_{cx} = F_{c7} \cdot \cos \alpha$.

$F_{cy} = F_{c7} \sin \alpha$.

où l'angle α est mesuré directement sur la planche I, $\alpha = 32^\circ$

$$\alpha = 32^\circ \text{ donc :}$$

$$F_{cx} = F_{c7} \cdot \cos 32^\circ = 714,176 \cos 32^\circ = 605,65 \text{ N.}$$

$$F_{cy} = F_{c7} \sin 32^\circ = 714,176 \sin 32^\circ = 378,45 \text{ N.}$$

D'autre part, elle engendre un moment fléchissant dans la section longitudinale de ce tronçon, qui est donné par :

$$M_f = \sqrt{(F_{cx} \cdot (OG_x))^2 + (F_{cy} \cdot (OG_y))^2}$$

où les distances OG_x et OG_y sont respectivement les distances entre l'axe A_y et A_x et le centre de gravité de ce tronçon; elles sont mesurées sur la planche I. tel que :

$$OG_x = 0,159 \text{ m et } OG_y = 0,006 \text{ m.}$$

$$\text{d'où } M_f = \sqrt{(378,45 \times 0,159)^2 + (605,65 \times 0,006)^2}$$

$$M_f = 60,283 \text{ N.m.}$$

2-3- Détermination du moment d'inertie : on déterminera d'abord le moment d'inertie polaire pour ce tronçon assimilé à un rectangle

(fig. 15) et qui est donné par [5] :

$$I_{O7} = I_{xx'} + I_{yy'} = \frac{4b^3}{12} + \frac{5b^3}{12} = \frac{4b}{12} (4^2 + b^2).$$

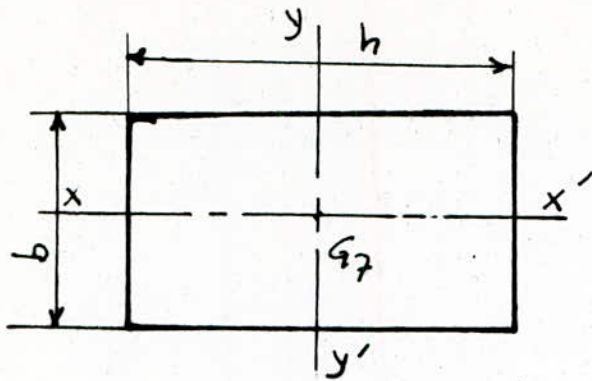


fig. 15-

où h est la longueur de l'arc CB. mesurée sur la planche I, et b est l'épaisseur de l'aube.

$$h = 0,025 \text{ m}; \quad b = e = 0,003 \text{ m}.$$

$$\text{ce qui donne : } \bar{I}_{G7} = \frac{0,025 \times 0,003}{12} \left[(0,003)^2 + (0,025)^2 \right]$$

$$\bar{I}_{G7} = 3,9625 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4.$$

ensuite on détermine le moment d'inertie par rapport à l'axe Axy . en appliquant le théorème de Huygens (5):

$$\bar{I}_{G7/x} = \bar{I}_{G7} + S (D_{G7})^2$$

$$= \bar{I}_{G7} + S [A_{G7}]^2$$

où S est la section du triangle $S = h \cdot b$

$$S = 0,025 \times 0,003 = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2.$$

$$\text{ce qui donne } \bar{I}_{G7/x} = 3,9625 \cdot 10^{-9} + 7,5 \cdot 10^{-5} (0,006)^2$$

$$= 6,6625 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4.$$

$$\bar{I}_{G7/y} = 3,925 \cdot 10^{-9} + 7,5 \cdot 10^{-5} (0,159)^2$$

$$= 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Dans le repère Axy précédent le moment statique aura deux composantes.

$$M_x = M_f \cdot \cos \alpha$$

$$M_y = M_f \cdot \sin \alpha$$

où l'angle α est déterminé par [5]:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{I_{AG7/y}}{I_{AG7/x}}$$

l'angle β est mesuré sur la flèche I. $\beta = 3^\circ$

ce qui nous donne : $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1,9 \cdot 10^{-6}}{6,6625 \cdot 10^{-9}} \operatorname{tg} 3^\circ = 14,94$.

d'où $\alpha_1 = 14^\circ 56'$

et :

$$M_x = M_f \cos \alpha_1 = 60,283 \cdot \cos 14,94 = 58,2431 \text{ N.m}$$

$$M_y = M_f \cdot \sin \alpha_1 = 60,283 \sin 14,94 = 15,547 \text{ N.m}$$

et par conséquent, on peut alors déterminer les contraintes de flexion au niveau du centre de gravité (G7), en sachant qu'il est le plus sollicité.

$$\sigma_{x/G7} = \frac{M_x \cdot (OG7)}{I_{AG7/y}} = \frac{58,243 \cdot 0,006}{1,9 \cdot 10^{-6}} = 183925,263 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{y/G7} = \frac{M_y (AG7)}{I_{AG7/x}} = \frac{15,547 \cdot 0,159}{6,6625 \cdot 10^{-9}} = 371027842,4 \text{ N/m}^2$$

finalement, la contrainte idéale est :

$$\begin{aligned} \sigma_i &= \sqrt{(\sigma_{x/G7})^2 + (\sigma_{y/G7})^2} \\ &= 371,027888 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

$$\sigma_i = 371,0279 \text{ N/m}^2$$

or pour vérifier la condition de résistance, il faut que :

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_{adm}}{f} \quad \text{où } f \text{ est un coefficient de sécurité : } f = 2$$

et d'après le choix du matériau utilisé pour la construction

$$\sigma_{adm} = 75 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_i \leq \frac{750}{2}$$

$$\sigma_i \leq 375 \text{ N/mm}^2$$

-ce qui vérifie que l'aube adoptée résiste aux efforts appliqués.

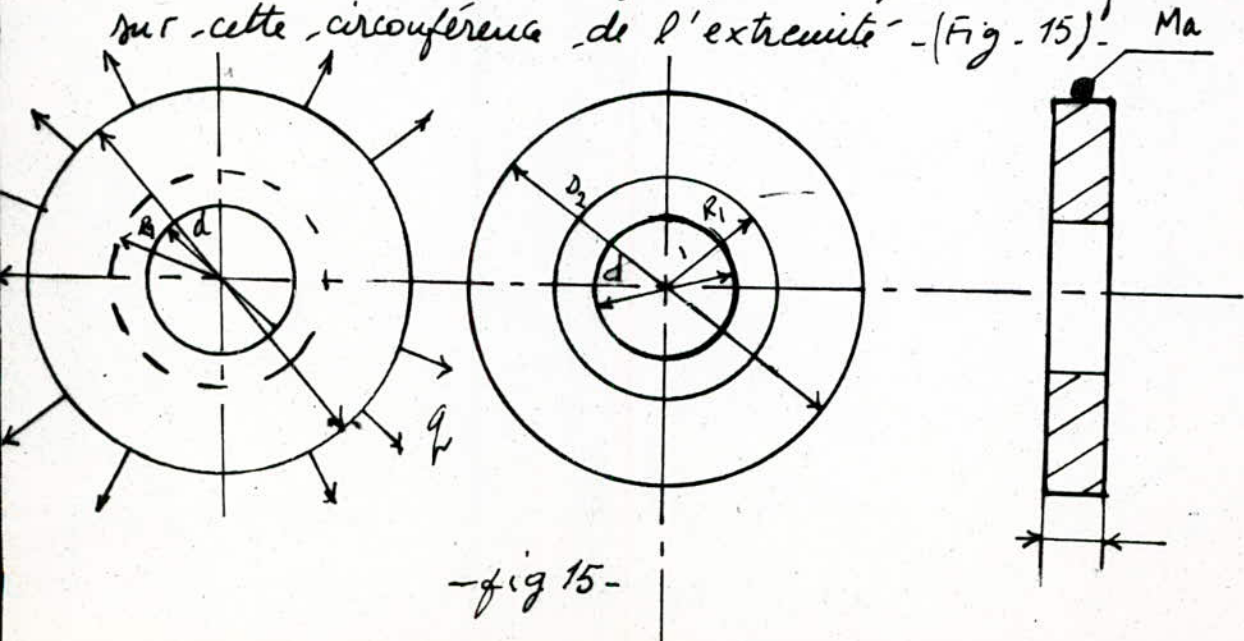
IV-2-CALCUL DU FLASQUE A LA RESISTANCE

Pendant le service en régime stable, les flasques arrière et avant sont soumis à un effort axial très faible, et un effort radial dû à la force centrifuge agissant sur les aubes, qui sont soudés de part et d'autre sur ces deux flasques.

Pour calculer cette force, qui est proportionnelle au rayon de la roue, on doit traiter le cas où elle est maximale et vérifier la condition de la résistance.

Pour un seul flasque choisi arbitrairement l'arrière.

ceci revient à supposer que la masse des aubes est une masse située à l'extrémité du flasque et répartie uniformément sur cette circonférence de l'extrémité - (Fig. 15) -



-fig 15-

pour tous les aubes cette masse donnera une charge

$$\text{tel que : } q = \frac{F_c}{2\pi \cdot R_2 \cdot e}$$

où F_c est la force centrifuge qui se calcul par :

$$F_c = M_a \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \omega^2$$

$$F_c = 3,9635 \cdot \frac{9,4}{2} \cdot \left(\frac{2\pi \cdot 2857}{60} \right)^2$$

$$F_c = 53053,329 \text{ N}$$

$$\text{donc } q = \frac{53053,329}{2\pi \cdot \frac{9,4}{2} \cdot 0,003} = 14072832,6 \text{ N}$$

A la distance $r = R_2 = \frac{D_2}{2}$ la contrainte est décomposée en deux, l'une radiale, et l'autre est tangentielle, elle sont exprimées par :

$$\sigma_r/R_2 = \frac{q}{1+x_0^2} \left(1 - \frac{x_0^2}{x^2} \right) + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 R_1^2 \left[1 + x_0^2 - \frac{x_0^2}{x^2} - x^2 \right]$$

$$\sigma_t/R_2 = \frac{q}{1+x_0^2} \left(1 + \frac{x_0^2}{x^2} \right) + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 R_1^2 \left[1 + x_0^2 + \frac{x_0^2}{x^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} x^2 \right]$$

$$\text{où } x_0 = \frac{d}{D_1} \text{ et } x = \frac{D_2}{D_1}$$

ν est le coefficient de Poisson pour les matériaux $\nu = 0,3$.

Pour la construction on a choisi l'acier inoxydable dont la nuance est Z 15 CNS 25+20

car cet acier en plus de ses bonnes caractéristiques mécaniques à chaud, et de résistance à la corrosion, il permet de réaliser le soudage des aubes sur le flasque et sa contrainte admissible au cisaillement est ⁽⁷⁾ :

$$\sigma_{adm} = 75 \text{ daN/mm}^2 = 7500 \text{ daN/cm}^2$$

$$\rho = 7,876 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3.$$

$$x_0 = 0,03 / 0,212 = 0,1415$$

$$x = 0,4 / 0,212 = 1,8868.$$

Ce qui donnera :

$$\sigma_{r/R_2} = 137,1847 - 83,1787 = 54,006 \text{ dan/cm}^2.$$

$$\sigma_{t/R_2} = 138,7415 - 33,4614 = 105,258 \text{ dan/cm}^2.$$

d'où la contrainte idéale est :

$$\begin{aligned} \sigma_{i/R_2} &= \sigma_{r/R_2}^2 + \sigma_{t/R_2}^2 = (54,006)^2 + (105,258)^2 \\ &= 118,3042 \text{ dan/cm}^2. \end{aligned}$$

Pour vérifier la condition de la résistance il faudra que

$$\sigma_{i/R_2} \leq \frac{\sigma_{adm}}{f} \quad \text{où } f \text{ est un coefficient de sécurité}$$

$$\text{puis : } f = 3$$

Ce qui donnera : $\sigma_{i/R_2} \leq \frac{7500}{3} \Rightarrow \sigma_{i/R_2} \leq 2500 \text{ dan/cm}^2$
on constate que cette condition est bien vérifiée.

IV-3 CALCUL D'ARBRE ET DES CLAVETTES

IV-3-1 Calcul du couple :

Le couple théorique dû à l'action des aubes sur le fluide dans la roue centrifuge, pour un régime stable est donné par :

$$C = \rho g_{vr} (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1).$$

Dans notre cas l'entrée du fluide dans la roue se fait sans prérotation, ce qui entraîne $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$ d'où $\cos \alpha_1 = 0$ par conséquent le couple se réduit à :

$$C = \rho g_{vr} C_2 r_2 \cos \alpha_2.$$

$$C = 0,746 \cdot 0,981 \cdot 45,83 \cdot \frac{0,4}{2} \cdot \cos 14,985.$$

$$C = 6,84 \text{ N.m.}$$

IV-3-2 CALCUL A LA TORSION : DE L'ARBRE :

Pour calculer le diamètre minimal que doit avoir l'arbre, afin de pouvoir transmettre le couple, il nous faudra d'abord choisir un métal pour sa construction.

Notre choix s'est fixé sur un acier inoxydable dont

la nuance est Z15CNS25-20⁽⁷⁾, Car cet acier possède de bonnes caractéristiques mécanique à chaud et résiste à la corrosion qui peut engendrer la partie exposée à des températures sensiblement élevées pendant le service.

La contrainte admissible à la torsion est :

$$\sigma_{adm} = \frac{75}{3} \text{ daN/mm}^2 = 250 \text{ N/mm}^2.$$

mais pour des raisons de sécurité, on introduit un coefficient de sécurité $f = 3$, ce qui donnera une contrainte limite à la torsion.

$$\sigma_l = \frac{750}{3} = 250 \text{ N/mm}^2 = 25000 \text{ N/cm}^2.$$

Donc l'arbre doit vérifier la condition de résistance à la torsion tel que :

$$\frac{C}{I_p} \leq \sigma_l \quad \text{où } C \text{ est le couple.}$$

I_p est le moment d'inertie polaire de l'arbre qui se calcule

$$\text{par : } I_p = \left(\frac{\pi d^4}{32} \right) / d/2 = \frac{\pi d^4}{32} \times \frac{2}{d} = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\text{donc } \frac{C}{\frac{\pi d^3}{16}} \leq \sigma_l \Rightarrow d^3 \geq \frac{16 \cdot C}{\pi \cdot \sigma_l}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot C}{\pi \cdot \sigma_l}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6,84}{\pi \cdot 25000 \cdot 10^4}}$$

$$d \geq 5 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

On fixera pour notre cas $d = 0,03 \text{ m}$.

IV-3-3 CALCUL DES DIFFÉRENTS CLAVETTES LONGITUDINALES

Sous l'effet du couple les clavettes sont soumises à un effort de cisaillement, de ce fait les différentes sections des clavettes $S = a \times l$ fig 16- doivent vérifier la condition de résistance au cisaillement tel que :

$\frac{T}{S} \leq \tau$ où T est l'effort tranchant appliqué à chaque clavette, et qui est donné par

$$T = \frac{2C}{d}$$

et τ est la résistance limite tangentielle qui dépendra du matériau constituant des clavettes.

Ce choix dépend des conditions de fonctionnement de chaque clavette, qui sont différentes, ce qui nous amène à les calculer séparément.

A- La clavette placée entre l'arbre et la roue :

Pour sa construction on a choisi (*) de l'acier Z 15 CNS 25-20, et un assemblage rigide afin d'éviter les phénomènes de choc, par conséquent

$$\tau_{adm} = 25 \text{ daN/mm}^2 = 250 \text{ N/mm}^2.$$

En introduisant un coefficient de sécurité $f=3$ on aura la contrainte limite au cisaillement

$$\tau = \frac{250}{3} = 83,34 \text{ N/mm}^2.$$

Finalement la condition de la résistance au cisaillement donne :

$$\begin{aligned} T/s &\leq \tau \Rightarrow s \geq \frac{T}{\tau} \\ s &\geq \frac{2C}{\tau \cdot d} \Rightarrow a \cdot l \geq \frac{2C}{\tau \cdot d} \\ l &\geq \frac{2 \cdot C}{\tau \cdot d \cdot a} \end{aligned}$$

La valeur de l'épaisseur et de la largeur de la clavette sont reliés par normalisation

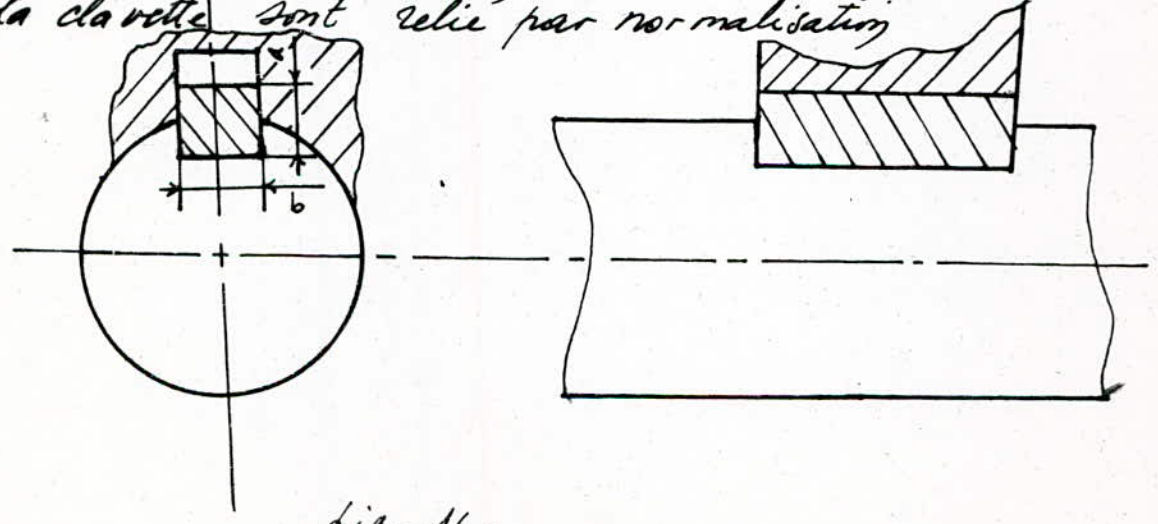


fig-16-

au diamètre de l'arbre tel que ⁽⁶⁾:

$$a = 8 \text{ mm}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$\text{ce qui donne } l \geq \frac{2 \times 6,84}{8 \cdot 0,03 \cdot 83,34}$$

$$l \geq 0,684 \text{ mm}$$

$$\text{on fixera } l = 0,02 \text{ m}$$

b- Clavettes utilisées pour l'accouplement élastique:
 Ces deux clavettes sont soumises au même couple, mais pendant leur fonctionnement il ne sont pas exposés à des températures considérablement élevés, par conséquent on a choisi pour leur construction ⁽⁶⁾ de l'acier d'usage général dont la nuance est A70 qui donne une résistance admissible au cisaillement $\tau_{adm} = 690 \text{ N/mm}^2$, et de la même façon que les calculs qui ont été effectués précédemment on trouve.

$$l \geq \frac{2c}{a \cdot d \cdot \tau} \Rightarrow l \geq \frac{2 \times 6,84}{8 \cdot 0,03 \cdot 230}$$

$$l \geq 0,33 \text{ mm}$$

$$\text{on prendra } l = 0,012 \text{ m}$$

IV-3-VERIFICATION DES VIS DE FIXATION DE LA ROUE

À l'état dynamique les boulons de fixation de la roue sont soumis au cisaillement sous l'effet d'une force F , résultant de l'action de la force centrifuge et le poids de la roue

$$F = F_c - P_R$$

Du fait que la force centrifuge est proportionnelle au rayon de la roue, on se propose de vérifier ces boulons au cisaillement pour le cas où cette force

est maximale, puisque c'est le cas le plus sollicité. 69
 pour ceci on suppose que toute la masse de la roue
 est répartie uniformément sur la circonférence
 de l'extrémité de celle-ci, ce qui donnera

$$F_c = M_R \cdot \omega^2 \cdot R_2$$

$$F_c = 8,2134 \left(\frac{\pi \cdot 2857}{3} \right)^2 \cdot 0,2$$

$$= 147038,372 \text{ N}$$

d'où $F = F_c - P_R = 147038,372 - 80,573$
 $F = 146957,799 \text{ N}$.

Si on considère que les boulons sont en XC 48
 la contrainte de rupture est :

$R_r = 850 \text{ N/mm}^2$, et en introduisant un coefficient
 de sécurité $f=3$ on aura la contrainte de
 la rupture d'utilisation

$$\sigma_e = \frac{R_r}{3} = \frac{850}{3} = 283,334 \text{ N/mm}^2$$

La section des boulons doit satisfaire à la relation
 suivante :

$$F/S \leq \sigma_e \Rightarrow S \geq \frac{F}{\sigma_e}$$

où S est la section totale résistante à l'effort F
 qui est réparti sur huit (08) boulons à tête
 Carré choisis arbitrairement, par conséquent
 la section de chaque boulon sera :

$$S_b = \frac{S}{8} \quad \text{ce qui donne.}$$

$$S_b \geq \frac{F}{8 \sigma_e}$$

$$S_b \geq \frac{146957,799}{8 \cdot 283,334}$$

$$S_b \geq 44,834 \text{ mm}^2$$

d'où le diamètre nominal de chaque boulon est :

$$d \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} S_b} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \times 44,834}{\pi}}$$

$$d \geq 7,55 \text{ mm}$$

La norme ISO⁽⁶⁾ donne une vis dont

le diamètre nominal est $d = 8 \text{ mm}$.

V-CHOIX ET CALCUL DES ORGANES NORMALISES

V-1-CHOIX DES PALIERS

Note ventilateur fonctionne à une vitesse angulaire relativement grande, et le couple de résistance à la rotation ainsi que le jeu sont plus faibles pour les roulements, que pour les paliers lisses, le jeu qui est nécessaire à ces derniers pour le fonctionnement et le graissage, d'autant plus que les paliers lisses nécessitent un entretien fréquent qui est très réduit dans le cas des roulements.

Ces conditions nous incitent à choisir un palier à roulement.

V-2 CHOIX ET CALCUL DES ROULEMENTS

V-2-1 CHOIX DU ROULEMENT

Pour pouvoir faire un choix judicieux des roulements, il faudra d'abord déterminer les différents efforts subis par ces roulements.

Pendant le service le roulement sera soumis aux efforts suivants :

- L'effort axial : qui constitue la poussée axiale.

$$F_a = 38,5 \text{ N.}$$

- L'effort radial : qui constitue le poids de la roue et de l'arbre.

$$F_r = P_R + P_t = 80,573 + 28,629.$$

$$F_r = 109,202.$$

On constate qu'on peut opter dans de tel situation, où l'effort radial est plus important que l'effort axial qui est faible, pour un roulement à une seule rangée de bille.

V-2-2 CALCUL DES ROULEMENTS

Pour une durée de fonctionnement choisie $L_h = 10^5$ heures et $n = 2857$ tr/min, on aura une charge équivalente

$$P = x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a$$

Où v est le facteur de rotation qui est pris égale à l'unité car la bague intérieure du roulement est tournante par rapport à la charge.

x est un facteur radial.

y est un facteur axiale.

Ces deux derniers sont choisis⁽⁶⁾ arbitrairement

$$x = 0,56 \quad y = 1,2$$

ce qui donne

$$P = 0,56 \cdot 109,202 + 1,2 \cdot 38,5$$

$$P = 107,353 \text{ N}$$

et la charge dynamique est :

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n}{16666}} = 107,353 \sqrt[3]{\frac{10^5 \cdot 2857}{16666}}$$

$$C_p = 2768,04 \text{ N} = 276,804 \text{ daN}$$

On choisira⁽⁶⁾ deux roulements dont la charge dynamique correspondante est supérieure à celle qui a été déjà calculée, pour $d = 40$ mm on trouve.

Le roulement 40 BC 02. dont le diamètre extérieur est $D = 80$ mm, l'épaisseur est $B = 18$ mm et la charge dynamique est

$$C = 2240 \text{ daN}$$

V-3-CHOIX DE L'ACCOUPLLEMENT

Pour l'accouplement on a opté pour un accouplement élastique du type à tampon élastique, car ce dernier nous permet des tolérances axiales et radiales moyennes,

et une élasticité torsionnelle très faible et ne permet un couple maximum à transmettre

$$C_{\max} = 4000 \text{ N.m.}$$

alors que pour notre utilisation le couple maximal transmis est :

$$C_{\max} = 6,84 \text{ N.m.}$$

V-4-RÔLE DU PAPILLON: L'installation d'un papillon à la sortie du ventilateur permet le réglage rapide de la circulation du mélange, et de cette façon on peut créer des pertes de charges supplémentaires, qui ne varient pas trop rapidement avec l'angle d'ouverture du papillon, et qui servent à maintenir et fixer la pression totale à la sortie de la turbine à gaz, pour tous les régimes de fonctionnement de ce dernier.

En achevant cette étude sur la conception d'un ventilateur de tirage de fumée d'une chaudière de récupération qui servira au Laboratoire de Conversion d'énergie, et dont le but s'est basé principalement sur le dimensionnement des différents organes constituant le ventilateur, on peut constater qu'on s'est appuyé souvent sur des relations empiriques qui offrent pour la détermination d'un seul paramètre, de large gamme de valeurs, pour faire un choix judicieux on a considéré les conditions de fonctionnement particulière de notre ventilateur.

Neanmoins, le temps restreint nous a malheureusement empêché d'aborder profondément l'étude énergétique pour les différents régime de fonctionnement et d'utilisation de ce ventilateur, et on souhaitera amplement que d'autres étudiants se penchent ultérieurement sur ce problème.

Enfin nous pensons que cette étude nous a beaucoup aidé à compléter notre formation.

BIBLIOGRAPHIE

- 1- Revue HLN 25 N° 12 Decembre 1974.
Problemlösungen bei der Gestattung von Radial
Ventilatoren.
par L. BOMMES.
- 2 - Pompes Centrifuges et Axiales t.2
Par Marcel SEDILLE
Edition Masson et Scie
- 3 - Catalogue des moteurs Asynchrones
par Entreprise Nationale d'Electrotechnique
Complexe M.E.I AZAZGA.
- 4- Technologie de construction mecanique - t-1
par M. NORBERT et R. Philippe.
Edition LIZES
- 5- Resistances de Materiaux .
par R. BASQUIN et G. LEMASSON
LIBRAIRIE DELAGRAVE
- 6 - Guide du dessinateur industriel
par A. CHEVALIER .
Edition HACHETTE .
- 7 - Materiaux de construction mecanique
et electrique
par G. LEMASSON et L. BLAIN .
- 8 - Edition DUNOD.
WYFRZYA ŁOŚĆ MASZYN WIRNIKOWYCH.
DYDAWNICTWA NAUKOWE
par Prof. D.R. ING. JERZY LIPKA
Edition TECHNICZNE - WARSZAWA .