

2/85
Aby

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE.

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

MISE EN MARCHE
DU BANC D'ESSAI DE CHAMBRE
DE COMBUSTION

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

Mr. GAHMUSSE A.
Doctor of Philosophy.
(PhD).

AGBERE OUKPAMBLE
N'DENIW.

Mr. GAD I.
Docteur Ingenieur.

PROMOTION : 85



Je dédie ce modeste travail

- à mes parents
- à mes frères et soeurs
- à toutes les familles AGBENE et TRAORE
- à la famille DJEDAL
- à mes ami(e)s.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tous les enseignants des universités algériennes en général et ceux de l'Ecole Nationale Polytechnique en particulier pour avoir contribué à ma formation d'ingénieur surtout ceux du département de Génie Mécanique. J'exprime toute ma gratitude à :

- Monsieur GAHMEUSSE Abdoul-Rahmane: Doctor of Philosophy. (Ph.D)

- Monsieur GAD Ibrahim: Docteur Ingénieur pour leurs conseils et leur sollicitude permanente. Toutes mes reconnaissances aux agents et techniciens des ateliers et de la maintenance pour leur sympathique assistance.

Que tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à la mise en forme de ce projet trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

Abderrahmane

AGBERE OUKPAMELE MOUFAWAKILOU



TABLE DES MATIERES

	PAGE
INTRODUCTION	
Chapitre 1	1
Historique	2
Chapitre 2	
Ventilateur.	
2.1 Mesure de débits	
2.1.1 Débit d'Air	5
2.1.2 Débit de gaz	7
2.1.2(a) Chambre de combustion	8
2.1.2(b) Chambre de préchauffage.....	9
2.2 Calcul des pertes de charge.....	9
2.2.1 Généralités	9
2.2.2 Calcul de perte de charge	
2.2.3 Conduite cylindrique	13
2.2.3.1 Calcul du nombre de Reynolds	13
2.2.3.2 Détermination de λ	14
2.2.3.4 Perte de charge singulière	15
2.2.4 Convergent 2 sur planche 1	16
2.2.4.1 Calcul de Reynolds	17
2.2.4.2 Détermination de λ	19
2.2.5 Perte de charge dans la grille	
en nid d'abeilles	20
2.2.6 Conduite cylindrique(planche(1) pièce(4))..	21
2.2.6.1 Détermination du nombre de Reynolds.....	21
2.2.6.2 Détermination de λ	22
2.2.7 Conduite convergente(planche 1 pièce 5)...	22

2.2.7.1.	Determination du nombre de Reynolds.....	22
2.2.7.2	Determination de λ	24
2.2.8	Conduite divergente 6 de la planche 1	26
2.2.8.1	Perte de charge dans cette conduite cylindrique	26
2.2.8.2	Perte de charge dans le divergent	27
2.2.9	Le coude 7 de la planche 1	28
2.2.9.1	Determination du nombre de Reynolds	30
2.2.10	Raccord reliant la sortie du ventilateur à la chambre de préchauffage	31
2.3	Performance du ventilateur	33
2.3.1	Calcul de la puissance fourni par le ventilateur	
2.3.2	Comparaison des deux cas des rendements ...	34
2.3.3	Determination du nombre de Mach	36
Chapitre 3		
3.1	Chambre de préchauffage	38
3.1.1.	Description	38
3.1.2	Rôle de la chambre de préchauffage	39
3.1.3	L'Allumage de la chambre de préchauffage..	42
3.2	Chambre de combustion	42
3.2.1	Généralités sur les chambres de combustion	42
3.2.2	Différent type de chambre de combustion. ...	43
3.2.2.2	Chambre annulaire	45
3.2.2.3	Chambre mixtes	45
3.2.3	Chambre de combustion du banc d'essai	47
3.2.3.1	Un dispositif d'injection	47
3.2.3.2	Un système d'allumage	47

Chapitre 4

Réparations et essais

4.1	Réparations	49
4.1.1	Servomoteur de commande de débit	49
4.1.2	Réchauffeur des gaz comprimés	49
4.1.3	Indicateur de température	50
4.1.4	Moteur électrique de la pompe	50
4.1.6	Le manodétendeur	51
4.1.7	La bougie d'Allumage de la chambre de combustion	51
4.1.8	l'injecteur des gaz naturel	
4.1.9	Tube de flamme	52
4.1.10	Graissage général	
4.2	Essais	
4.2.1	Essai sur chambre de préchauffage	53
4.2.2	Determination de H_{t_2} enthalpie totale de l'air	54
4.2.3	Essai sur chambre de combustion	56
4.2.4	Répartition des températures	56

INTRODUCTION

Pour rompre avec le caractère hasardeux de l'aviation, l'aérotechnique a conçu des bancs d'essais permettant de tester les éléments d'un aéronef ou l'aéronef en entier. Ainsi de la conception à l'utilisation d'un modèle aéronautique, plusieurs essais doivent permettre de confirmer ou d'infirmer la performance d'un ou de plusieurs éléments le constituant.

Dans le dernier cas une rectification permet une mise au point d'un modèle réel qui ensuite peut être industrialisé.

Il existe une multitude de banc d'essai dans l'aéronautique. Le département de mécanique possède quelques un dont le banc d'essais de chambre de combustion que je vais étudier.

Cette étude se scinde en quatre parties:

- 1-) L'historique permettant la connaissance de l'importance de ce banc ainsi que l'état dans lequel il a été avant mon étude.
- 2-) L'étude du ventilateur en passant par la mesure des débits.
- 3-) La description succincte des chambres de combustion et de préchauffage.
- 4-) La réparation et les essais.

CHAPITRE I

HISTORIQUE

Etudié, réalisé et implanté depuis 1968 par le personnel et les étudiants du département de mécanique sous la direction de Mr Gilbert Matton: Expert de l'UNESCO; professeur d'alors le banc d'essai de chambre de combustion devait permettre de se fixer sur l'utilisation éventuelle du gaz naturel, ou comprimé (G.N.C) ou liquéfié (G.N.L) comme carburé-acteur.

A priori on l'aurait préféré pour son abondance au Kérosène (JP). En fait le but est d'améliorer surtout le rendement global des avions de transport supersoniques.

Le travail sur ce banc d'essai a permis la publication au deuxième congrès international (du 19 au 23 octobre 1970) sur le gaz naturel liquéfié les conclusions suivantes:

"On obtient, suivant le type de réservoirs envisagés, des gains respectifs de 14 et 32 passagers; la dernière valeur étant donnée par l'utilisation de réservoirs cryogéniques à sous refroidissement.

Dans le premier cas, le gain est déjà appréciable, compte tenu de la capacité actuelle de Concorde: 122 à 144 places"

" A $T_{th} = 1810^{\circ}K$ l'impulsion spécifique au décollage est multipliée par le facteur 1,26 ; en conséquence le débit unitaire des réacteurs pourra être sensiblement diminué; au lieu

" Malheureusement, en faisant le bilan, comme dans le premier cas, on n'améliore pas le gain en passagers; le gain supplémentaire gagné sur la masse des réacteurs est grevé de la perte due à la diminution du rendement global.

Toutefois si l'on envisageait de passer à la classe Mach 2, 2,7 solution entraînant une restructuration totale de l'appareil: acier/titane au lieu de AU - 2GN, par suite de l'échauffement cinétique portant le revêtement de l'appareil à 250°C environ, au lieu de 120°C à Mach 2,2 on bénéficierait alors de l'amélioration du rendement global.

passerait en effet pour la température de 180°K de 0,425 à 0,488 respectivement pour Mach 2,2 et Mach 2,7.

Le gain brut en carburant pourrait atteindre 14.000kg et le gain en charge utile deviendrait important.

Alors que le potentiel de l'olympus avec le JP est limité à 18 700 DAN environ au sol à sec, la poussée pourrait passer à 25 600 DAN et moyennant un taux de rechauffe supérieur au décollage, c'est un super Concorde de 250 tonnes qui pourrait être envisagé.

Soulignons à ce sujet que le futur T.O.S américain BOEING est mieux adapté pour profiter de tous les avantages qu'offre le G.P.L"

D'autre part des expériences faites avec et sans uniformiseur par des étudiants ont permis de confirmer le rôle important que peut jouer une tuyère pour les Turboréacteurs.

Par ailleurs l'établissement des diagrammes thermodynamiques de la combustion du gaz naturel ébauche l'idée d'une restructuration convenable pour l'obtention d'un moteur à explosion utilisant le gaz naturel comme carburant surtout pour l'Algérie qui est parmi les plus grands producteurs du gaz naturel.

Par ces quelques points, on voit la grande contribution que peut apporter le banc d'essai de chambre de combustion pour le département de mécanique.

Cependant il y'a au moins cinq bonnes années que ce banc d'essai n'a plus été opérationnel. Seuls le ventilateur et son moteur électrique sont restés vraiment intacts.

Ce qui a valu pour la mise en marche la réparation ou la fabrication des pièces pour les appareils suivants:

- 1) Servomoteur de commande de débit.
- 2) Réchauffeur des gaz comprimés.
- 3) Indicateur de température.
- 4) Moteur électrique de la pompe.
- 5) Sonde d'analyseur de gaz.
- 6) Manomètre à eau.
- 7) Manodétendeur.
- 8) Bougie d'allumage de la chambre de combustion.
- 9) Injecteur de gaz naturel dans la chambre de combustion.
- 10) Tube de flamme ou mélangeur.
- 11) Un travail d'entretien général.

CHAPITRE II

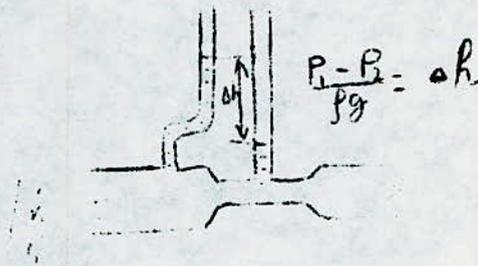
VENTILATEUR

2.1 Mesure des débits

On a utilisé des débitmètres dont le principe est fondé sur la variation des pressions.

2.1.1) Débit d'air

La mesure du débit d'air se fait au moyen d'un venturi (tuyauterie convergente divergente), intercalé dans la conduite d'aspiration du ventilateur du banc d'essai.



Entre l'امت et le col de section respective S_1 et S_2 .

on a d'après le théorème de BERNOULLI

$$(1) \quad \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{avec } z_1 = z_2$$

La valeur du nombre de Mach étant inférieur à 0,25 (Voir fin du chapitre) on peut négliger le phénomène de compressibilité.

... / ...

Ainsi l'équation de continuité s'écrit:

$$q_v = v S = \text{cte} \quad (\rho = \text{cte}).$$

$$(1) \quad \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_{\text{air}}} = v_2^2 - v_1^2 \quad (2)$$

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 \quad \text{soit} \quad v_1 = \frac{S_2}{S_1} v_2$$

$$(2) \Rightarrow v_2^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right] = \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_{\text{air}}}$$

$$\text{soit } v_2 = \left[\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_{\text{air}}} \cdot \frac{1}{\left(1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right)} \right]^{1/2}$$

$$\text{avec } P_1 - P_2 = \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta h$$

$$\Delta h \text{ en m, } P \text{ en N/m}^2$$

$$P_1 - P_2 = 9,81 \cdot \Delta h.$$

$$\Delta h \text{ en mm}$$

$$\Delta P \text{ en N/m}^2$$

$$\Delta P = P_1 - P_2$$

Ainsi le débit volumique dans la conduite est donné par

$$q_v = S_2 V_2 = \frac{S_2 \sqrt{2g}}{\sqrt{1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right)^4}} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g}}$$

Dans le cas du venturi du banc d'essai de combustion

$$d_1 = 320 \text{ mm (diamètre interne de la conduite)}$$

$$d_2 = 160 \text{ mm (diamètre interne du col)}$$

Tout calcul fait on obtient $m_a = 4.8$ $q_v = 92$

ou est en kg/m^3

en cm de colonne d'eau

$$\rho_{\text{eau}} = 10^3 \text{ kg/m}^3$$

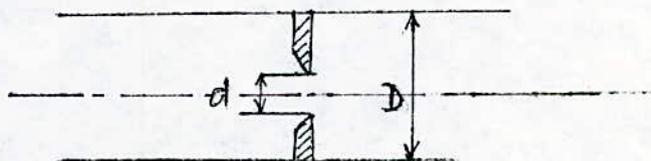
Rémarque: La masse volumique de l'air ne dépend que de la température ambiante et de la pression atmosphérique.

Donc pour un essai donné le débit d'air est donné par la

formule de la forme $m_a = A \cdot k \sqrt{\rho_{a0} \Delta h}$ avec $k = 92$

2.1.2 Débit de gaz

Avec un étranglement il y a variation brusque de la pression statique dans la conduite permettant la mesure de débit.



2.1.2. a) Chambre de combustion

Condition de fonctionnement : $P = 10$ bars

$$T = 293^{\circ}\text{K}$$

Le débit est donné par l'expression empirique suivante
ref (3)

$$C = 0,004 \cdot \xi \cdot m \cdot D^2 \cdot \sqrt{\Delta h \rho_{\text{gaz}}} \quad (\text{kg/h})$$

ou ξ = Coefficient de compressibilité du gaz.

d = Coefficient d'écoulement.

m = Coefficient d'ouverture.

D = Diamètre inférieur de la conduite en mm

Δh : pression différentielle relevé au bornes du dispositif d'étranglement, en Pascal.

ρ : Masse volumique du fluide en m^3 / kg .

Dans le cas des conduites de gaz naturel pour la chambre de combustion on mesure

$$d = 13\text{mm} \quad d = 20\text{mm} \quad m = \left(\frac{d}{d}\right)^2 = 0,422.$$

connaissant m on détermine à l'aide d'une abaque

$$\alpha = 0,684$$

$$\text{D'autre part } \xi = 1,02 \quad (3)$$

est converti en mm d'eau

9800 N/m^2 correspondent à 1000mm d'eau.

$$\text{Tout calcul fait } C = 1,475 \sqrt{\Delta h \rho_{\text{gaz}}} \quad \text{kg/h}$$

ou

$$C = 0,41 k \sqrt{\rho_{\text{gaz}} \Delta h} \quad \text{g/s}$$

Le coefficient k est fixé par comparaison du débit du spiromètre et finalement

$$C = 0,398 \sqrt{f_{\text{gaz}} \cdot \Delta h} \quad \text{g/s}$$

2.1.2.6) Chambre de préchauffage

Les caractéristiques du système de débit pour gaz naturel dans la chambre de préchauffage sont :

$$d = 8\text{mm} \quad D = 20\text{mm} \quad m = 0,16 \quad \alpha = 0,624$$

$$\xi = 1,02$$

et l'expression donnant le débit est :

$$G = 0,51 \sqrt{\Delta h \cdot f_{\text{gaz}}} \quad \text{Kg/h}$$

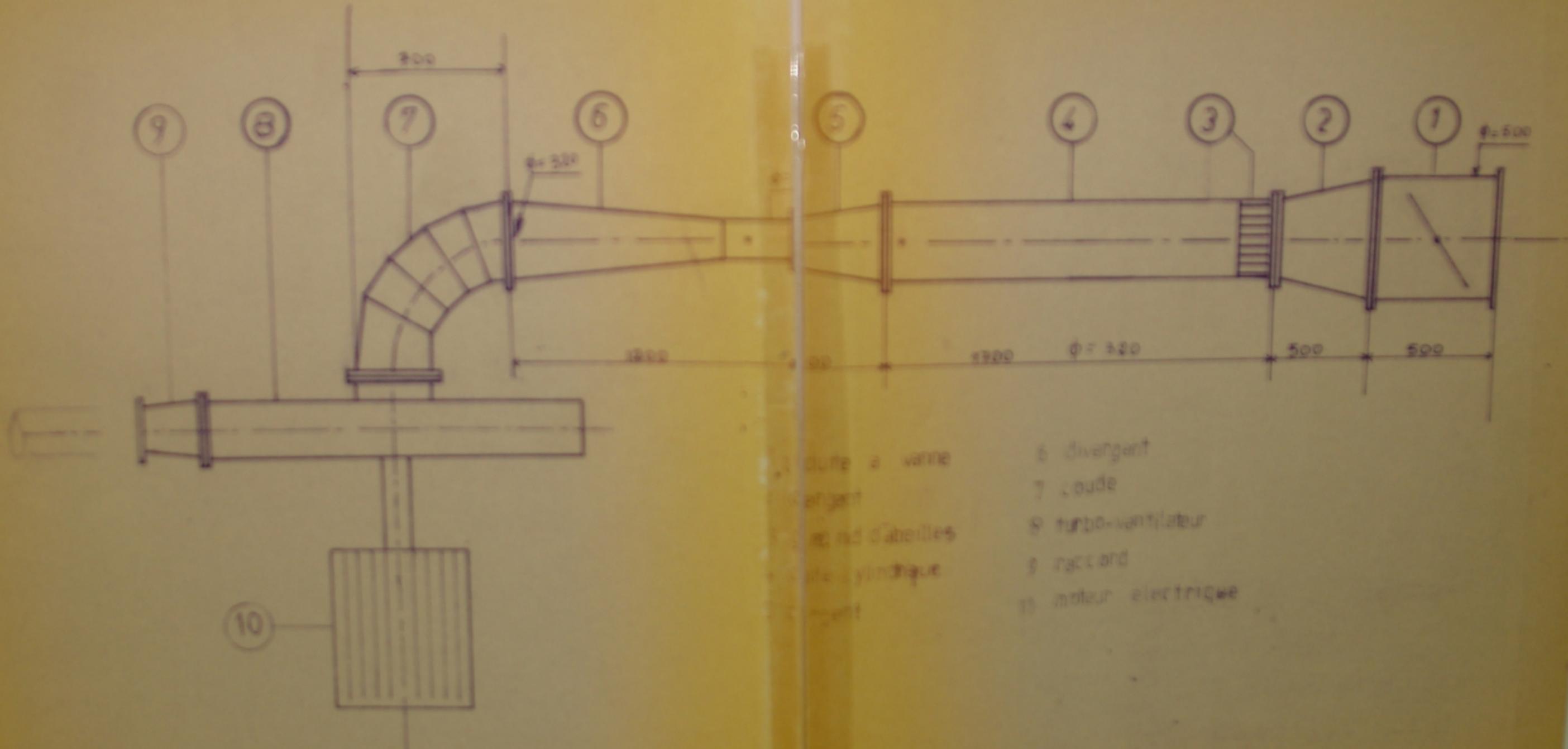
2.2 Calcul des pertes de charge

2.2.1) Généralités

Sur le banc d'essai le ventilateur est la source d'alimentation en air. La vue de dessus permet de le situer sur la planche 1 pièce 8. Il joue un rôle important car contrairement au compresseur d'un turboréacteur dont la rotation est liée au passage de l'air chaud dans la turbine,

PM00285 Avant 10

Schema d'aspiration et de mesure de ...



- 1 ducte a varre
- 2 divergent
- 3 raccord d'abeilles
- 4 ducte cylindrique
- 5 divergent
- 6 divergent
- 7 coude
- 8 turbo-ventilateur
- 9 raccord
- 10 moteur electrique

Avant 10

celui-ci a une autonomie relative de rotation assurée par un moteur électrique.

Il s'agit d'un ventilateur centrifuge Type VBC 110 puissance 100 CV avec les caractéristiques suivantes:

- Vitesse 2950 tr/mn
- Débit maximal $3\text{m}^3/\text{s}$ d'air.
- $\Delta P_e = 2000\text{mm}$ de C.E

Ne connaissant pas les valeurs réelles de prise de pression en certain point de la conduite d'aspiration, une vérification fut nécessaire pour permettre d'évaluer la précision des mesures.

L'installation du venturi pour la mesure du débit a nécessité l'utilisation de conduites spéciales entraînant des pertes de charges. Le travail fut en partie l'évaluation de ces pertes de charge et une comparaison à la perte de charge réelle déduite après lecture sur le manomètre placé à la sortie du ventilateur pour la circonstance

2.2.2 Calcul de perte de charge

Il y'a deux sortes de perte de charge:

- la perte de charge par friction due au frottement du fluide contre les parois de la conduite (conséquence de la couche limite)

- la perte de charge singulière, liée soit à la forme de la conduite ou à l'obstacle qu'on intercale dans les conduites pour des raisons d'ordre pratique et de mesure .

Dans les deux cas il faut remarquer que l'état de la surface a une importance capitale.

Pour les calculs on vérifiera la perte de charge pour le débit maximal (Le plus défavorable)

D'après les relevés du 13/11/1984 le thermomètre et les manomètres de la pièce 5 planche de l'installation générale indiquaient:

$$T_a = 17,5^{\circ}\text{C}$$

$$h_v = 545\text{mm}$$

$$P_t = 1630\text{mm}$$

$$T_{t_2} = 37^{\circ}\text{C}$$

On tire de l'expression $\frac{P}{r T} = f = 1,199 \text{ kg/m}^3$.

Et

$$A = 92 \sqrt{f_{air} \Delta h}$$

On rappelle que la perte de charge par friction a pour expression d'après la référence (2) $\Delta H = \frac{V^2}{2g} \frac{L}{D} \cdot \lambda$
avec V = vitesse moyenne du fluide

g = accélération de la pesanteur.

L : est la longueur de la conduite

D : est le diamètre intérieur de la conduite.

λ : est le coefficient sans dimension de perte de charge
il n'est fonction que du nombre de Reynolds

$$R e = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad \left(\nu = \frac{\mu}{\rho} = \text{viscosité cinématique} \right)$$

La perte de charge singulière a pour expression d'après référence (2)

$$\Delta H = \xi \frac{V^2}{2g}$$

où ξ est le coefficient sans dimension de perte de charge qui dépend de la forme de conduite ou de l'obstacle.

- 1- Conduite cylindrique munie du papillon (pièce 1 planche 1)
- 2- Conduite convergente (Pièce 2 planche 1)
- 3- Grille en nid d'abeilles (pièce 3 planche 1)
- 4- Conduite cylindrique (pièce 4 planche 1)
- 5- Conduite convergente (pièce 5 planche 1)
- 6- Conduite divergente ayant une partie cylindrique (pièce 6 planche 1)
- 7- Le coude reliant le ventilateur à toute la conduite d'aspiration (pièce 7 planche 1)
- 9- Raccord reliant le ventilateur à la chambre de préchauffage.

Les conduites qu'on vient d'énumérer sont celles dont les pertes de charge vont être calculées.

2.2.3 Conduite cylindrique

C'est la pièce 1 sur la planche 1. Son diamètre est le plus grand et porte un papillon qui permet le réglage de débit.

D'après le théorème de la continuité on peut écrire que

$\rho \cdot s \cdot V = \text{Cte}$. Dans le cas de ce ventilateur ou le nombre de Mach n'atteint pas la limite de compressibilité on peut négliger la variation de la masse volumique.

Ainsi $\Delta \rho = 0$ donc $s \cdot V = \text{Cte}$.

Cette hypothèse reste valable pour le reste pour tous les calculs.

La vérification se fera à la fin de ce chapitre.

Comme on a $D = 0,5 \text{ m} \Rightarrow S = \frac{\pi D^2}{4} = 0,1962 \text{ m}^2$

on obtient $V = \frac{Q}{S} = \frac{2,134}{0,1962} = 10,87 \text{ m/s}$

$$V = 10,87 \text{ m/s}$$

du nombre

2.2.3.1) Calcul de Reynolds

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension.

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

Ref (2) à 20° $\mu = 0,0182 \text{ centipoise}$ $\rho = 1,208 \text{ kg/m}^3$

μ étant la viscosité dynamique ou absolue.

d'ou

$$\nu = 0,151 \text{ cm}^2/\text{s}$$

ν est la viscosité cinématique.

$$\text{d'ou } Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{10,87 \cdot 0,5}{1,51 \cdot 10^{-5}} = 3,6 \cdot 10^5$$

$Re > 10^4$ implique qu'on est dans un domaine d'écoulement turbulent.

2.2.3.2) Détermination de λ

D'après la réf (2) on choisit $k = 1,2$ mm. Car tuyau en fonte avec un dépôt de rouille ainsi que des joints de soudure.

$$\text{Ainsi on a } R_1 = 10,83 \frac{D}{K} \left(2 \log \frac{D}{K} + 1,871 \right) = 32086,48$$

$$R_1 < Re$$

$$\text{Calculant } R_2 = 260 \frac{D}{K} \left(2 \log \frac{D}{K} + 1,735 \right) = 6,90 \cdot 10^5$$

$$R_2 > Re \quad \text{soit } R_1 < Re < R_2$$

$$\text{donc } \lambda = \frac{1}{\left(2 \log \frac{D}{2K} + 1,735 \right)^2}$$

(Formule de NIKURADSE)

... / ...

on est ainsi dans un domaine où λ peut varier.

Les conduites ne sont pas tout à fait rugueuse malgré le dépôt de rouille. On aurait été dans le domaine de rugosité absolue, si $Re_2 < Re_c$.

Donc $\lambda = 0,025$

2.2.3.3) Perte de charge par friction

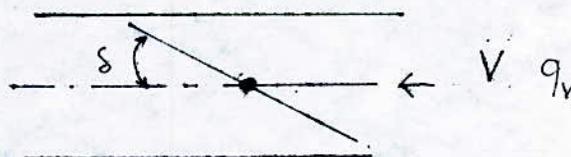
Comme indiqué au début de ce chapitre

$$\Delta H = \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{L}{D} \cdot \lambda = \left[\left(\frac{10,87}{2 \cdot 9,81} \right)^2 \cdot \frac{500}{500} \right] \times 0,025$$

car $L = 500\text{mm}$ et $D = 500\text{mm}$. ref(planche 1)

et $\Delta H = 0,150 \text{ m}$ de colonne d'air

2.2.3.4) Perte de charge singulière



Cette perte est due à l'obstacle que représente le papillon qui sert à régler le débit d'air. Voir planche 1 pièce 1 l'angle d'ouverture $\delta = 40^\circ$ (mesuré)

δ°	ξ
5	0,24
10	0,52
15	0,90
20	1,54
25	2,51
30	3,91
40	10,8
50	32,6
60	118
70	751

(ref: 4)

On choisit sur le tableau ref:(4) pour $\delta = 40^\circ$ $\xi = 10,8$
 et on écrit que $H = 10,8 \left(\frac{10,87}{2 \cdot 9,81} \right)^2 = 65,04$ m de colonne d'air

$$H = 65,04 \text{ m de colonne d'air}$$

sur le tableau on remarque l'écart qui peut exister entre deux ouvertures très voisines. On peut conclure que le papillon est un facteur non négligeable de perte de charge.

2.2.4) Convergent 2 sur planche 1

C'est la pièce deux (2) de la planche une (1) qui est un convergent. L'expression empirique permettant le

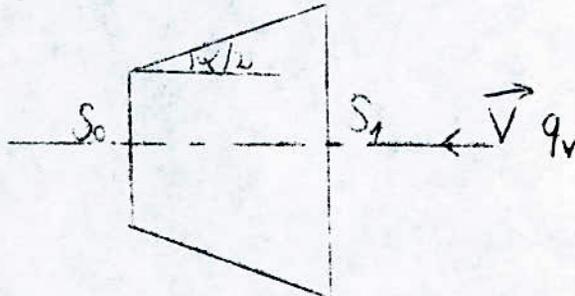
... / ...

calcul de perte de charge ref: (4) est $\Delta H = \xi \frac{v^2}{2g}$

Il s'agit

Ici de toutes les pertes de charge concernant cet élément.

Mais $\xi = \xi' \left(1 - \frac{S_0}{S_1}\right) + \xi_{sp}$ avec $\xi_{sp} = \frac{\lambda}{4 \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \left(\frac{S_0}{S_1}\right)^2\right]$



Connaissant $D_0 = 0,32$ m on a $S_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} = 0,08$ m².

comme précédemment $V = \frac{Q}{S_0} = \frac{2,134}{0,08} = 26,53$ m/s

Connaissant ainsi $D_1 = 500$ mm on tire $\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - D_0}{2L} = 0,18$

car on connaît aussi $L = 0,5$ m (valeurs mesurées).

On tire $\sin \frac{\alpha}{2} = 0,17$

2.2.4.1 Calcul du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{V_0 \cdot D_H}{\nu} \quad \text{où } D_H \text{ est le diamètre hydraulique.}$$

On calcule ref: (4) $D_H = \frac{4 S_0}{\pi_0} = D_0 = 0,32$ m

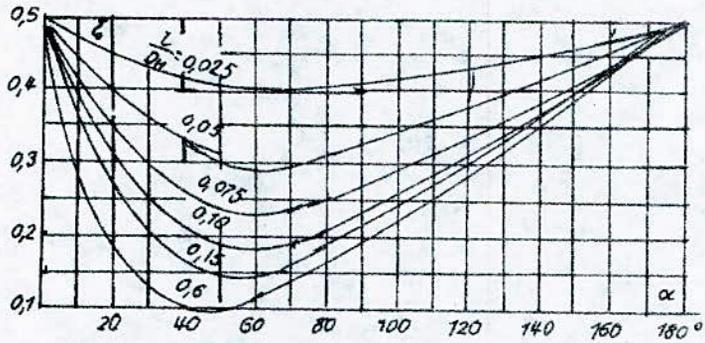
d'où $Re = \frac{26,53 \cdot 0,32}{1,51 \cdot 10^{-5}} = 5,6 \cdot 10^5$

π_0 est le périmètre hydraulique, on a $\pi_0 = \pi \cdot D_0 = \pi \cdot 0,32$

... / ...

Valeurs de ξ (approximativement)

L/D_H	α°					α°			
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50
0,050	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	0,50
0,10	0,50	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	0,50
0,15	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	0,50
0,60	0,50	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50



Courbes permettant l'estimation du coefficient de perte de charge singuliere dans une conduite convergente -

Figure 1

$$Re > R_2 = 5,5 \cdot 10^5$$

On garde le même coefficient K d'aspérité étant donné que tous les éléments sont de même nature.

Donc on est dans le domaine de rugosité très forte on calcule λ .

2.2.4.2) Détermination de λ

$$\text{Ref: (2)} \quad \lambda = (2 \text{Log} \frac{D_m}{2K} + 1,735)^{-2}$$

$$\text{Où } D_m = \frac{D_0 - D_1}{2} = 0,41 \text{ m}$$

On obtient

$$\lambda = 0,026$$

$$\text{d'ou } \frac{z'}{z} = \frac{0,026}{8 \cdot 0,17} \left[1 - \left(\frac{0,32}{0,5} \right)^4 \right] = 0,0159$$

$$\frac{z'}{z} = 0,0159$$

Pour estimer $\frac{z'}{z}$ calculons $\frac{1}{D_H} = \frac{0,5}{0,32} = 1,56$.

Après analyse de l'évolution des courbes $\frac{z'}{z} = f(\alpha)$ avec $\frac{1}{D_H}$ fixé

(voir figure 1), on constate que le convergent auquel on a faire est construit de façon à minimiser les pertes de charge.

Et $\frac{z'}{z} \in [10^{-3} \div 10^{-1}]$ on choisit $\frac{z'}{z} = 2 \cdot 10^{-2}$ car appartenant à l'intervale.

... / ...

Ainsi $\xi = 2 \cdot 10^{-2} (1 - 0,4) + 0,0159 = 0,0279$ et on obtient

$$\Delta H = \xi \cdot \frac{V_0^2}{2g} = 2,79 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(26,53)^2}{19,62} = 1,0009$$

$$\Delta H = 1,0 \text{ m de colonne d'air}$$

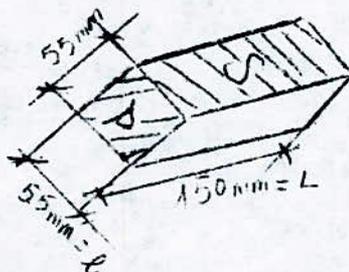
2.2.5) Perte de charge dans la grille en nid d'abeilles.

La grille en nid d'abeille σ (planche 1.3) régularise l'écoulement en provoquant des pertes de charge pour avoir un profil de vitesse uniforme dans la conduite.

D'après la (1) l'expression empirique donnant cette perte est : $\Delta H = \frac{4 C_x V^2}{2g}$. C_x étant le coefficient de frottement.

C_x est la fonction du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{VL}{\nu}$$



$$V = 26,53 \text{ m/s.}$$

$$L = 150 \text{ mm.}$$

$$\nu = 1,51 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{on a } Re = \frac{26,53 \cdot 0,15}{1,51 \cdot 10^{-5}} = 2,58 \cdot 10^5$$

d'après la ref: (1)
$$C_x = \frac{0,074}{Re^{1/5}} = \frac{0,074}{(2,58 \cdot 10^5)^{1/5}} = 6,1 \cdot 10^{-3}$$

$= 6,1 \cdot 10^{-3}$

On obtient
$$\Delta H = \frac{4 C_x V^2}{2g} \cdot \beta$$

β étant ici le rapport entre la section d'une plaque et la section d'écoulement $\beta = \frac{S}{S'} = \frac{l \cdot L}{l^2} = \frac{L}{l} = \frac{150}{55} = 2,73$

on tire
$$\Delta H = \frac{4 \cdot 6,1 \cdot 10^{-3} \cdot (26,53)^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 2,73 = 2,387 \text{ m}$$

$$\Delta H = 2,387 \text{ m de colonne d'air}$$

2.2.6) Conduite cylindrique (Planche (1) pièce(4))

L'expression empirique donnant la perte de charge dans une conduite cylindrique ref:(2) est:

$$\Delta H = \frac{V^2}{2g} \frac{L}{D} \cdot \lambda \quad L = 1700\text{mm} \quad D = 320\text{mm}$$

2.2.6.1) Détermination du nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Comme précédemment on tire

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot 2,134}{\pi(0,32)^2} = 26,53 \text{ m/s}$$

on obtient $Re = \frac{26,53 \cdot 0,12}{1,51 \cdot 10^{-5}} = 2,6 \cdot 10^5$

$Re < Re_2 = 6,5 \cdot 10^5$

On est dans le même domaine de rugosité.

2.2.6.9) Détermination de λ

ref:(2) $\lambda = (2 \text{ Log } \frac{D}{2K} + 1,735)^{-2} = 0,0279$

On prend $\lambda = 2,8 \cdot 10^{-2}$

On obtient la perte de charge par friction

$$\Delta H = \frac{26,53^2}{19,62} \cdot \frac{1700}{320} \cdot 2,8 \cdot 10^{-2} = 5,336 \text{ m}$$

$\Delta H = 5,34 \text{ m de col d'air}$

2.2.7 Conduite convergente (planche 1 pièce 5)

Comme l'indique la planche 1 cette pièce occupe la cinquième position. Le calcul de perte de charge est analogue au convergent précédent. ref:(4)

$$\Delta H = \sum \frac{\rho}{2g} \frac{V^2}{2g} \quad \text{avec } \sum \rho = \sum \left(\frac{1 - S_0}{S_1} \right) + \sum \rho_f$$

... / ...

ou S_0 est la section au col du venturi

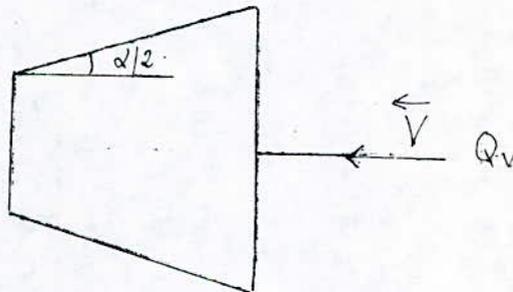
S_1 est la section de la conduite cylindrique précédente

$$D_0 = 0,16 \text{ m}$$

$$D_1 = 0,32 \text{ m}$$

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

$$\text{On tire } \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - D_0}{2L} = \frac{320 - 160}{2 \cdot 500} = 0,16$$



$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0,16 \quad \frac{\alpha}{2} = 9,1^\circ \quad \alpha = 18,2^\circ$$

$$\sin \frac{\alpha}{2} = 0,16$$

$$S_0 = \frac{\pi (0,16)^2}{4} = 0,02 \text{ m}^2$$

$$P_0 = \pi D_0 L = 0,5 \text{ m}$$

$$D_H = \frac{4 S_0}{P_0} = 0,16 \text{ m}$$

2.2.7.1) Détermination du nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{V_0 \cdot D_H}{\nu} \quad \text{ref: (4)}$$

On tire $V_0 = \frac{C}{S} = \frac{2,134}{0,02} = 106,7 \text{ m/s}$

et $R_e = \frac{106,7 \cdot 0,15}{1,51 \cdot 10^{-3}} = 1,13 \cdot 10^6$

$R_2 = 260 \frac{240}{1,2} \left(2 \text{Log} \frac{240}{2,4} + 1,755 \right) = 2,98 \cdot 10^5 < R_e$

On est donc dans un domaine tout à fait rugueux ou ~~l'écoulement~~ ne subit plus de variation notable.

2.2.7.2) Détermination de λ

d'après la ref (2)

$$\lambda = \left(2 \text{Log} \frac{D_H}{2K} + 1,755 \right)^{-2} = 3,04 \cdot 10^{-2}$$

La connaissance de λ nous permet de calculer

$$\frac{h'}{S_1} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \left(\frac{S_0}{S_1} \right)^2 \right] = \frac{3 \cdot 10^{-2}}{8 \cdot 0,15} \left(1 - (0,5)^4 \right) = 2,19 \cdot 10^{-2}$$

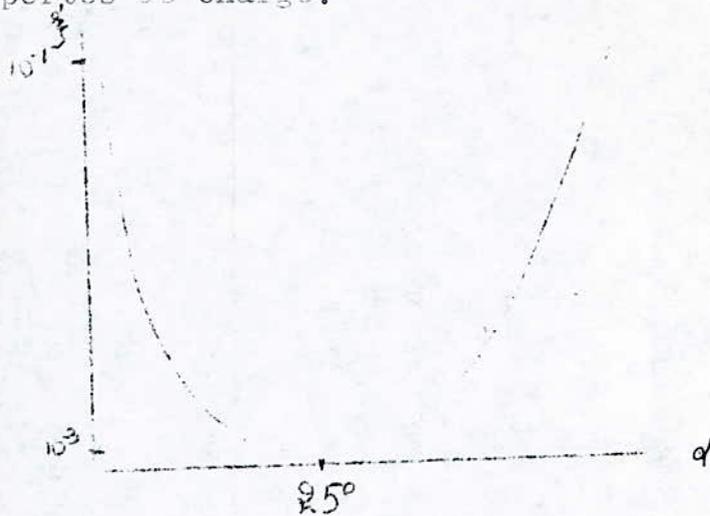
connaissant L et D_H on détermine $\frac{1}{D_H} = 3,125$.

L'allure des courbes $\frac{h'}{S_1} = f(\alpha)$ ~~pour~~ $\frac{1}{D_H}$ fixé permet d'esti-

mer $\frac{h'}{S_1}$ et de connaître l'effort des constructeurs pour

... / ...

minimiser les pertes de charge.



sachant que $\frac{z'}{z} \in [10^{-3} \text{ à } 10^{-1}]$ on choisit $\frac{z'}{z} = 10^{-2}$
 comme $\frac{z'}{z} = \frac{z'}{z} \left[1 - \frac{3_0}{3_1} \right] + \frac{z'}{z_f} = 10^{-2} (1 - 0,5)^2 + 2,19 \cdot 10^{-2}$

On obtient $\frac{z'}{z} = 2,94 \cdot 10^{-2}$

On tire $\Delta H = \frac{z'}{z} \frac{V^2}{2g}$ soit $2,94 \cdot 10^{-2} \left(\frac{105,7}{19,62} \right)^2$ ref: (4)

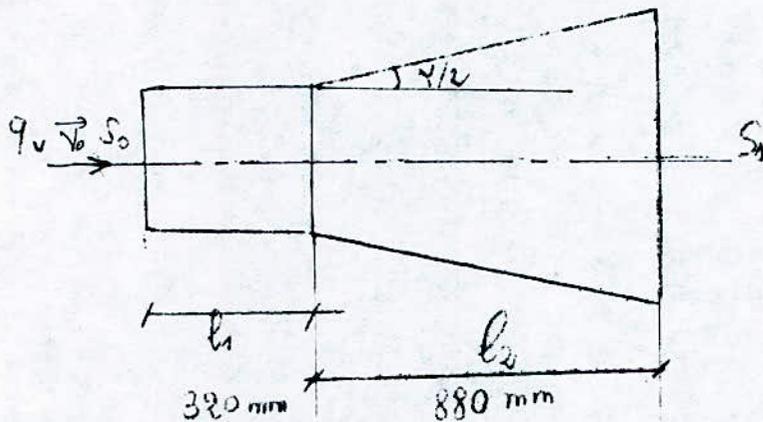
d'où

$$\Delta H = 17,06 \text{ m de col d'air}$$

Certaines publications conseillent de négliger les pertes de charge dans un convergent. Ici on voit qu'elles sont élevées parce que l'énergie cinétique du fluide*véhicule la conduite n'est pas négligeable. (*)

2.2.5) Conduite divergente 6 de la planche 1

Pour éviter un décollement dans le divergent les constructeurs ont ~~ins~~intercalé entre le convergent et le divergent une conduite cylindrique sur la quelle est fixée la deuxième sonde de prise de pression du venturi.



2.2.5r1) Perte de charge dans cette conduite cylindrique

Sur la partie cylindrique il n'ya que des pertes par friction. Elles sont données par l'expression

$$\text{ref: (2)} \quad \Delta H = \frac{v^2}{2g} \frac{L \cdot \lambda}{D} \quad \text{ici } L = l_1 = 0,32 \text{ m}$$

$$D = D_0 = 0,16 \text{ m} \quad v_0 = 106,7$$

$\lambda = 0,03$ car nous l'avons expliqué précédemment avec cette valeur de λ on atteint le domaine de grande rugosité où λ reste sensiblement constant.

$$\text{Pour vérification} \quad R_2 = 1,2 \cdot 10^5 \quad R_0 = 1,1 \cdot 10^5$$

$$\lambda = 0,034 \approx 3 \cdot 10^{-2}$$

on tire donc la perte de charge

$$\Delta H = \frac{\lambda v^2}{2g D} L = \frac{3 \cdot 10^{-2}}{19,62} \frac{108,7^2}{0,16} = 34,32 \text{ m de col d'air}$$

$$\Delta H = 34,32 \text{ m de col d'air}$$

2.2.8.2) Perte de charge dans le divergent

Comme dans le convergent, les pertes de charge dans un divergent sont calculées en même temps à l'aide de l'expression empirique ref: (4)

$$\Delta H = \xi \frac{v^2}{2g} \quad \text{avec} \quad \xi = \xi_{\text{elarg}} + \xi_f$$

$$\text{ou} \quad \xi_{\text{elarg}} = \varphi_{\text{elarg}} \cdot \left(1 - \frac{S_0}{S_1}\right)^2$$

$$\text{et} \quad \varphi_{\text{elarg}} = 3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right)^{1/4} = 3,2 \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right)^{5/4}$$

connaissant l_2 , D_0 et D_1 on détermine $\frac{\alpha}{2}$

$$\text{car} \quad \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - D_0}{2 l_2} = \frac{320 - 150}{2 \cdot 380} = 0,09$$

$$\text{on obtient} \quad \frac{\alpha}{2} = 5,14^\circ \implies \alpha = 10,28^\circ$$

$$\text{donc} \quad \sin \frac{\alpha}{2} = 0,089$$

on tire

$$\varphi = 3,2 (0,09)^{5/4} = 0,157$$

$$\text{d'où } \xi_{\text{large}} = 0,157 (1 - 0,25)^2 = 0,088$$

$$\text{ici } \frac{D_0}{D_1} = \frac{D_0}{D_1} = \left(\frac{0,16}{0,32} \right)^2 = 0,25$$

est calculé de la même façon que dans le cas du convergent; selon l'expression ref: (4)

On garde λ calculé précédemment jusqu'à une variation sensible du diamètre - donc $\lambda = 0,03$

Connaissant tous les paramètres permettant le calcul de

ξ_f on le calcule et on obtient $\xi_f = 0,039$
on obtient ξ le coefficient de perte général.

$$\xi = \xi_f + \xi_{\text{large}} = 0,039 + 0,088 = 0,127.$$

Ainsi on détermine ΔH

$$\text{comme } \Delta H = \xi \frac{v^2}{2g} = 0,127 \frac{(106,7)^2}{19,62} = 73,694 \text{ m}$$

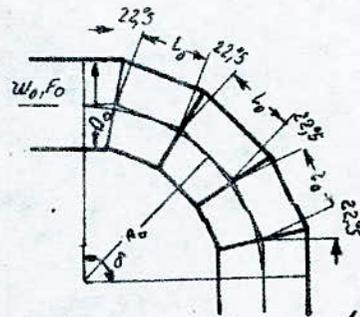
$$\Delta H = 73,70 \text{ m de col d'air}$$

2.2.9) Le Coude 7 de la planche 1

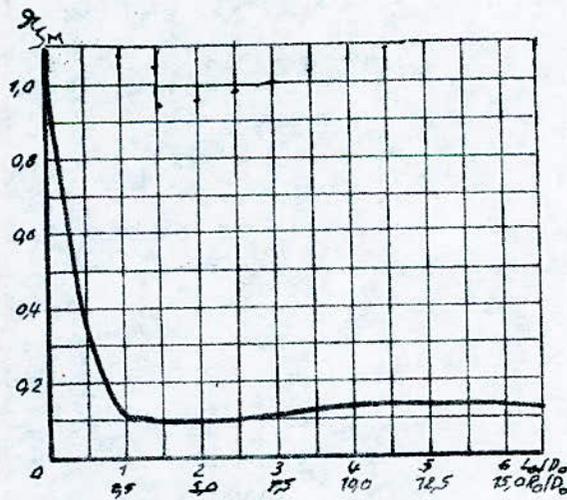
Ce coude sert à raccorder la conduite d'aspiration au ventilateur centrifuge dont l'entrée d'air est axiale.

Il est constitué de cinq éléments assemblés sous un angle de $22,5^\circ$.

$\delta = 90^\circ$ est l'angle total formé par deux éléments extrêmes



Coude à cinq éléments



Courbe permettant le choix de ξ_M

Figure 2

du coude (voir figure 2). Les pertes de charge dans les coudes de cette nature se calcule à l'aide d'une expression empirique ref: (4)

$$\Delta H = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \text{avec} \quad \xi = k_{\Delta} + k_{\Delta} \cdot \xi_M + \xi_{\Delta}$$

avec $K = 2$ et $K_{R_0} = 1$ pour des conduites rigides.

on a $\xi_{\Delta} = 3 \lambda l_0 / D_0$ et $\xi_M = f(l_0 / D_0)$ à lire sur une courbe (voir figure 2.2.9)

2.2.9.1) Détermination du nombre de Reynolds

Il est le même que celui de la conduite cylindrique (pièce 4 de la planche 1) déterminé précédemment car ayant même côte.

$$\text{Donc } Re = 5,6 \cdot 10^5$$

on garde aussi le même $\lambda = 0,025$

avec $l_0 = 195 \text{ mm (mesuré)}$ et $D_0' = 320 \text{ mm}$ on obtient $l_0 = 0,6 \frac{D_0}{D_0}$

sur la courbe (figure 2.2.9) on trouve $\xi_M = 0,3$

On tire finalement

$$\Delta H = \left(k_{\Delta} + k_{\Delta} \cdot \xi_M + 3 \lambda \frac{l_0}{D_0} \right) \frac{v^2}{2g} = \frac{0,65}{19,62} \cdot 26,53^2 = 23,33 \text{ m}$$

$\Delta H = 23,33 \text{ m de col d'air}$

... / ...

2.2.10) Raccord reliant la sortie du ventilateur à la chambre de préchauffage.

On peut considérer ce raccord comme un convergent dont les caractéristiques sont

$$D_1 = 185 \text{ mm} \quad D_2 = 173 \quad L = 300 \text{ mm}$$

$$\alpha = 3^\circ \quad \text{ref : (7)}$$

En fait c'est une conduite dont la grande section est rectangulaire et la petite section circulaire.

Comme les convergents étudiés précédemment

$$\Delta H = \zeta \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{avec } \zeta = \zeta' \left(1 - \frac{S_0}{S_1}\right) + \zeta_f$$

$$D_H = 0,173 \text{ m} \implies D_H^1 = 1,73$$

$$\text{on calcule } S_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} = 0,024 \text{ m}^2$$

$$\text{d'où } V = \frac{Q}{S} = \frac{2,134}{0,024} = 90,73 \text{ m/s}$$

2.2.10.1) Détermination du nombre de Reynolds

$$Re = \frac{V \cdot D_H}{\nu} = \frac{90,73 \cdot 0,173}{1,51 \cdot 10^{-5}} = 1,04 \cdot 10^5$$

on garde le λ des grandes rugosités précédemment calculé .

$$\text{Donc } \lambda = 0,03$$

$$\alpha = 3^\circ \quad \sin \frac{\alpha}{2} = 0,07$$

on calcule $\xi_{\#} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \left(\frac{S_0}{S_1} \right)^2 \right] =$

$$\frac{3 \cdot 10^{-2}}{8 \cdot 7 \cdot 10^{-2}} \left[1 - \frac{(0,024)^2}{(9,027)^2} \right] = 0,011$$

et $\xi'_5 = 2 \cdot 10^{-2}$ choisi comme précédemment.

on tire $\xi = \xi'_5 \left(1 - \frac{S_0}{S_1} \right) + \xi_{\#} = 2 \cdot 10^{-2} (1 - 0,39) + 1,1 \cdot 10^{-2}$
 $= 1,3 \cdot 10^{-2}$

Ainsi $\Delta H = \xi \frac{v^2}{2g} = 1,3 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{90,78^2}{19,62} = 5,55 \text{ m}$

$\Delta H = 5,55 \text{ m de col d'air}$
--

On résume les résultats sur un tableau récapitulatif pour une meilleure comparaison des hauteurs en mètre de colonne d'air

1	2	3	4	5	6	7	9
55,19	1	5,34	2,387	17,06	108,52	23,33	5,5

En faisant la somme de toutes les pertes de charge on trouve la perte de charge totale

$$\Delta H_t = 228,33 \text{ de colonne d'air}$$

La correspondance en hauteur de colonne d'eau de cette hauteur de colonne d'air s'obtient en écrivant

$$\rho_{\text{air}} \cdot g \cdot \Delta H_t = \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta H' \implies \Delta H' = \frac{\rho_{\text{air}} \cdot \Delta H_t}{\rho_{\text{eau}}}$$

soit

$$\Delta H' = 274 \text{ mm de colonne d'eau}$$

Au lieu de 2000mm de colonne d'eau (donnée des constructeurs du ventilateur) on mesure 1630 mm de colonne d'eau. Ajoutée à cette hauteur mesurée la hauteur due aux pertes de charge on trouve 1904 mm de colonne d'eau. On peut attribuer le reste de la hauteur permettant d'obtenir la hauteur nominal (valeur du constructeur) aux pertes internes du ventilateur ainsi qu'à des fuites éventuelles.

2.3 Performance du Ventilateur.

2.3.1) Calcul de la puissance fournie par le ventilateur

La hauteur manométrique mesurée étant 1630 mm de colonne d'eau, on calcule la puissance correspondant à cette

hauteur indiquant la variation de la pression totale.

$$\text{On sait que } P_f = F.V = P_t.S.V = P_t.Q_v$$

Où P_t est en Pascal. Et Q_v le débit volumétrique en m^3/s

$$\text{On a } \Delta P_t = \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta h_t = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 1630 \cdot 10^{-3}$$

car $\rho_{\text{eau}} = 10^3 \text{ Kg/m}^3$ est la masse volumique de l'eau.

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ est l'accélération de pesanteur.

$$\text{On trouve } \Delta P_t = 15990 \text{ Pascal}$$

$$\text{on tire } P_f = 15990 \cdot 2,14 = 34123 \text{ W} \quad \underline{\underline{P_f = 34,12 \text{ KJ}}}$$

Selon les données du constructeur du ventilateur la puissance aurait été à débit maximal :

$$P' = \Delta P'_t \cdot S.V = \Delta P'_t \cdot Q'_v$$

$$\text{avec } Q'_v = 9 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$P'_t = \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot \Delta h'_t \quad \text{avec } h'_t = 2000 \text{ mm}$$

$$\text{Ainsi nous avons } P' = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 3 = 58860$$

$$P' = 58860 \text{ W} \approx \text{à } 59 \text{ KW}$$

$$\underline{\underline{P' = 59 \text{ KW}}}$$

2.3.2) Comparaison des deux cas de rendement

Connaissant la puissance fourni par le ventilateur sur l'installation et la puissance absorbée relative à la

puissance du moteur électrique

$$P_e = 75 \text{ kW}$$

$$\text{On a } \eta = \frac{34,12}{75} = 0,45$$

$$\underline{\underline{\eta = 0,45}}$$

soit le rendement que le constructeur voulait obtenir

$$\eta' = \frac{59}{75} = 0,79$$

$$\text{donc } \underline{\underline{\eta' = 0,79}}$$

La comparaison des deux rendements nous permet de comprendre l'impact de la perte de charge sur le rendement. En fait la perte de charge a une influence sur le débit dont dépend le rendement, or à un débit correspondent des pertes internes du ventilateur.

Par ailleurs la vitesse de rotation dont dépend les triangles de vitesse n'est pas 2950 tr/min comme l'a voulu le constructeur mais 2900 tr/min (valeur mesurée à l'aide d'un stroboscope)

Néanmoins le rendement de l'installation reste encore acceptable car appartenant à la plage des rendements des ventilateurs centrifuge $\eta \in [0,3 \div 0,85]$ ref:(8)

... / ...

2.3.3) Détermination du nombre de Mach

D'après la relation de Saint - Vénant on peut écrire que

$$\frac{P_i}{P} = \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

avec P_i : la pression totale.

P ; la pression statique

M : le nombre de Mach

on tire $M = \left[\left[\left(\frac{P_i}{P} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \frac{2}{\gamma - 1} \right]^{1/2}$

En ajoutant aux hauteurs lues sur les manomètres la hauteur de colonne d'eau correspondant à une atmosphère qui est 10,326 m on obtient $h_i = 11981$ mm et $h = 11636$ mm

et comme $\frac{P_i}{P} = \frac{\rho_{eau} \cdot g \cdot h_i}{\rho_{eau} \cdot g \cdot h} = \frac{h_i}{h} \Rightarrow M = \left[\left[\left(\frac{11981}{11636} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right] \frac{2}{0,4} \right]^{1/2} = 0,205$

d'où $M = 0,205$

Cette valeur du nombre de Mach confirme la validité de l'hypothèse selon laquelle on peut négliger la variation

de la masse volumique. ($\Delta f \approx 0$)

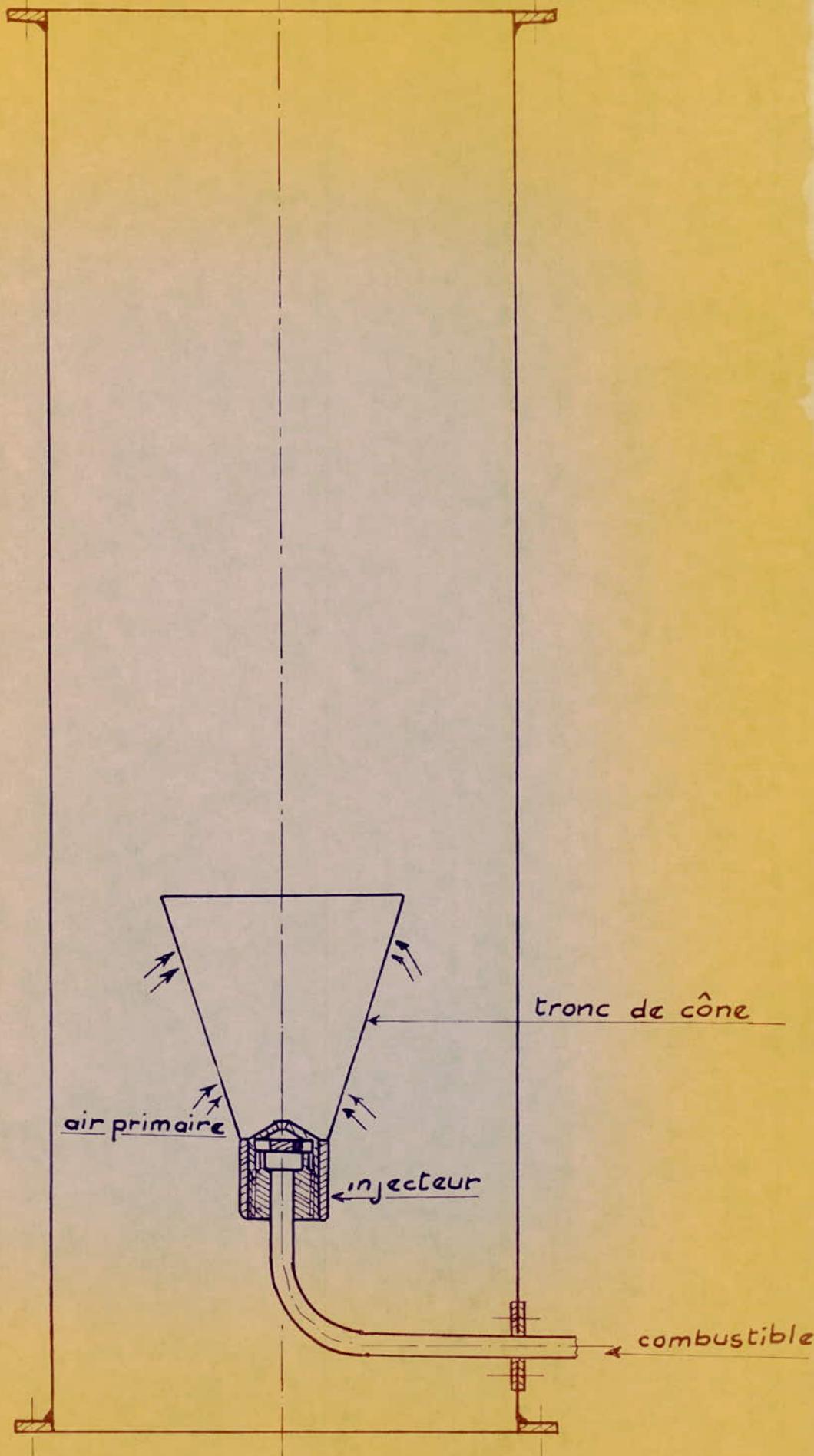
comme $\dot{M} = \frac{V}{a}$ avec $a = (\gamma r T)^{1/2}$ ou $T = 37^\circ\text{C}$, $\gamma = 1,4$ et
 $r = 287 \text{ J/}^\circ\text{kg}$

On obtient

$$a = 352,9 \text{ m/s}$$

$$\text{donc } V = a \cdot \dot{M} = 72,35 \text{ m/s} = V$$

V est la vitesse d'entrée dans la chambre de préchauffage.



CHAMBRE DE PRÉCHAUFFAGE

CHAPITRE III

3.1 CHAMBRE DE PRÉCHAUFFAGE

3.1.1) Description

C'est un cylindre en inox de 1000 mm de long et de 173 mm de diamètre intérieur. Elle comporte une bride à chaque extrémité et sa fixation est assurée côté ventilateur par des boulons et des écrous. Un joint en amiante assure l'étanchéité. L'autre extrémité est fixé sur la chambre de combustion à l'aide d'un collier ayant une gorge capable de contenir les deux brides des deux chambres. Une vis permet de faire varier le diamètre du collier assurant ainsi la fixation et l'étanchéité.

La technologie est relativement simple et similaire à celle de la chambre de combustion.

Comme l'indique la planche 2, la chambre de préchauffage comprend essentiellement:

- Un injecteur
- Un tronc conique avec orifices d'air primaire et de dilution.
- Une bougie d'allumage reliée à une bobine de transformateur haute tension.
- Un thermomètre à l'entrée de la chambre de préchauffage.

. . . / . . .

- Une sonde de température (thermocouple) qui communique la température au transmetteur du régulateur.

3.1.2) Rôle de la chambre de préchauffage

Cette partie du banc d'essai joue un rôle purement simulateur. Généralement dans un turboréacteur on utilise le Kérosène comme carburéacteur injecté de façon continue. Ce Kérosène bien que pulvérisé grâce à la technologie de l'injecteur et la pression d'injection ne déclencherait pas la combustion. Avant de brûler dans les conditions d'une chambre de combustion, le Kérosène doit pouvoir se vaporiser. Cette vaporisation exige un apport de chaleur. Dans un turboréacteur la vaporisation du Kérosène est assurée par la chaleur transmise par l'air venant du compresseur.

Cette chaleur variant en fonction du compresseur, la chambre de préchauffage permet donc de simuler la température qu'on désire obtenir à l'entrée de la chambre de combustion.

Dans un compresseur on a :
$$r = \frac{P_{t3}}{P_{t2}} = \left[\frac{\eta_c \cdot \Delta H_c}{C_p T_{t2}} + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\Delta H_c = \frac{C_p T_{t2}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{t3}}{P_{t2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$\frac{T_{t3}}{T_{t2}} = 1 + \frac{\Delta H_c}{C_p T_{t2}}$$

où

r est le taux de compression

... / ...

- P_{t2} - la pression totale à l'entrée du compresseur.
 P_{t3} - La pression totale à la sortie du compresseur.
 T_{t2} - la température totale à l'entrée du compresseur.
 T_{t3} - La température totale à la sortie du compresseur.
 C_p - Chaleur massique de l'air.

$\gamma = \frac{C_p}{C_v} =$ Rapport des chaleurs massiques à pression et à volume constant.

η_c Rendement du compresseur.

Pour $\eta_c = 0,85$ et les conditions normales de température à l'entrée du compresseur on va procéder à une comparaison de température de sortie d'un compresseur dont $r = 10$ et le ventilateur du banc d'essai.

Compresseur

$$\begin{array}{l}
 r = 10 \\
 T_{t2} = 15^\circ\text{C}
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \text{---} \\
 \text{---} \\
 \text{---}
 \end{array}
 \begin{array}{l}
 T_{t3} = 603,3^\circ\text{K} \\
 \text{---} \\
 \text{---} \\
 \text{---}
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \text{---} \\
 \text{---} \\
 \text{---}
 \end{array}
 \begin{array}{l}
 303,3^\circ\text{C}
 \end{array}$$

Ventilateur

$$\begin{array}{l}
 r = 1,2 \\
 T_{t2} = 15^\circ\text{C}
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 \text{---} \\
 \text{---} \\
 \text{---}
 \end{array}
 \begin{array}{l}
 T_{t3} = 306,03^\circ\text{K} = 33,03^\circ\text{C}
 \end{array}$$

On remarque qu'il y'a un écart important de température

... / ...

à combler pour être dans les mêmes conditions d'un turboré-acteur. Soit $T_{t_2} = 270,27^{\circ}\text{C}$.

Cette température change en fonction du turboréacteur qu'on veut simuler.

Grace à la conservation d'énergie on peut écrire que

$$H_{t_2} + \eta_b f |\Delta H_c| = (1 + f) H_{t_3}$$

Où

H_{t_2} : enthalpie totale de l'air à l'entrée de la chambre de préchauffage.

η_b rendement de la combustion dans la chambre de préchauffage.

$$f \text{ rapport du mélange réel} = \frac{C}{A} = \frac{\text{fuel}}{\text{Air}} = \frac{mf}{m_a}$$

H_{t_3} enthalpie totale de l'air à la sortie de la chambre de préchauffage (à la température T_{t_3} simulée).

Cette équation permet de calculer le rapport de mélange

$f = \frac{C}{A}$ à établir au banc pour avoir la température T_{t_3} désirée.

D'après les caractéristiques du gaz naturel d'Algerie on

a $\Delta H_c = 103,0 \text{ Kcal/kg}$ à la température de référence de 15°C .

... / ...

3.1.3) L'allumage de la chambre de préchauffage

Pour allumer la chambre de préchauffage il faut s'assurer que le papillon de réglage de débit d'air est en position fermée.

Sur le pupitre un bouton d'allumage de chambre de préchauffage permet l'allumage facile.

3.2 La chambre de combustion

La chambre de combustion est la partie vitale du réacteur .Elle est le lieu de transformation de l'énergie chimique en énergie calorifique d'où découleront la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur, des pompes, accessoires, servitude et en fin surtout la puissance propulsive. On conçoit donc aisément l'importance que l'on doit attacher à l'étude des chambres de combustion.

3.2.1) Généralités sur les chambres de combustion

Le combustible, soit pulvérisé, soit sous forme de vapeur, s'y mélange avec l'air venant du compresseur . Ce mélange brûle, les gaz qui en résultent se dilatent et leur détente fournit alors la poussée de réaction.

A première vue le problème paraît simple, en réalité il est très complexe. La combustion complète et sans dépôt de carbone se fait approximativement avec un rapport air-combustible de 14.

La température s'élève aux environs de 1500 - 2000°C, ce qui est excellent pour le rendement. Mais de telles températures détérioreraient la turbine, ainsi que les parois de la chambre. D'une façon générale, il existe trois types de chambre de combustion.

- les chambres séparées ou chambres multiples.
- les chambres annulaires.
- les chambres mixtes.

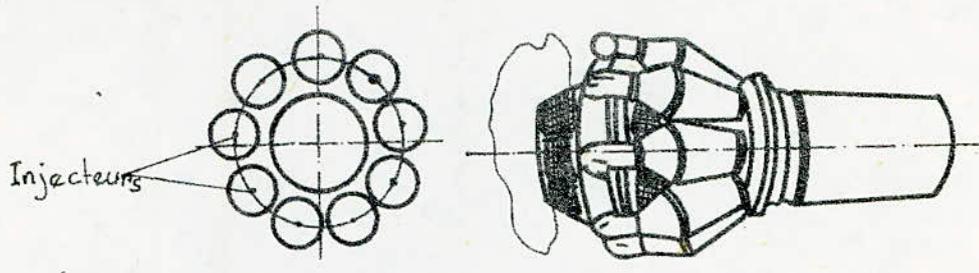
3.2.2) Différents types de chambres

3.2.2.1) Chambres séparées ou multiples

La disposition d'ensemble sur un réacteur des chambres séparées ou multiples est donnée par la figure 3a, chacune d'elle comprend un injecteur, un dispositif d'accrochage de la flamme (corp de t^urbillonnement) et un système pour le refroidissement des gaz avant la turbine .

Toutes les chambres communiquent entre elles de façon à égaliser les pressions et assurer l'allumage, car en général deux chambres seulement sont dotées d'un système d'allumage. Les chambres séparées, d'un emploi presque obligatoire avec un compresseur centrifuge, du fait même de leur disposition sont parfois utilisées avec un compresseur axial à cause de leur relative facilité de mise au point .

(Le turboréacteur authentique dont la chambre constitue le banc d'essai est un cas de cette exception.) En effet le



disposition d'ensemble des chambres de combustion séparées (tubulaire)

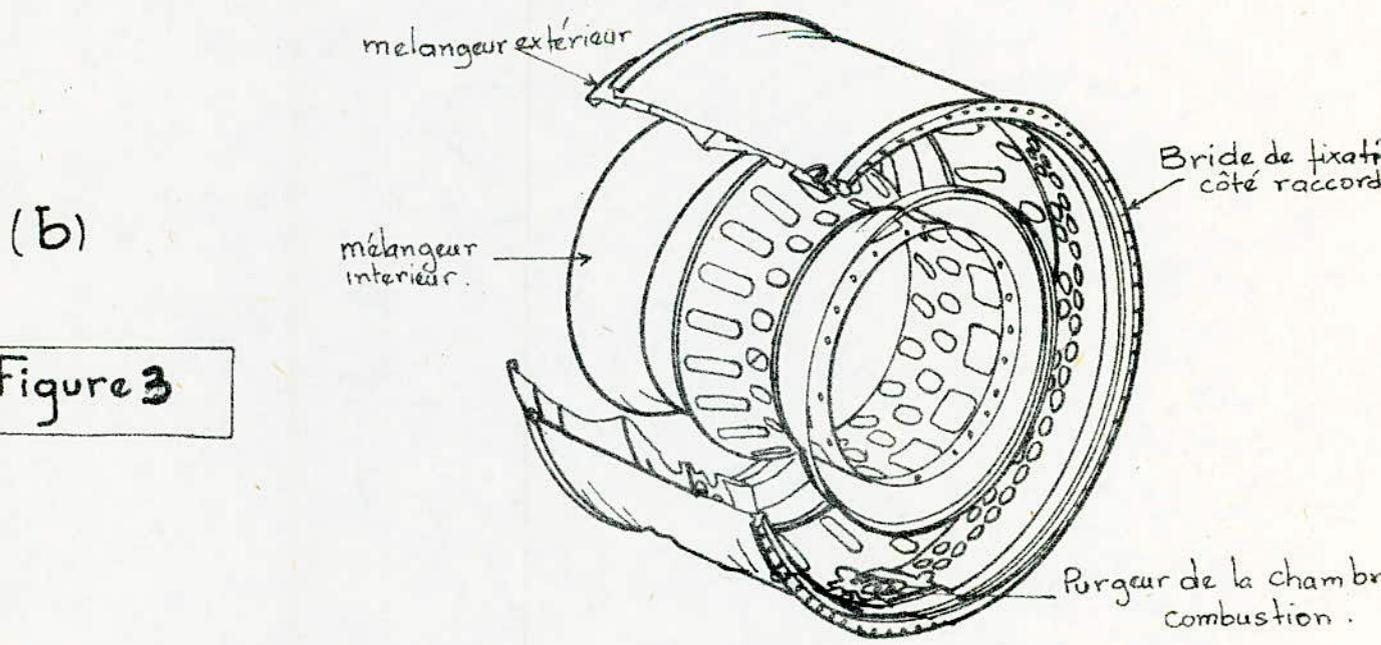
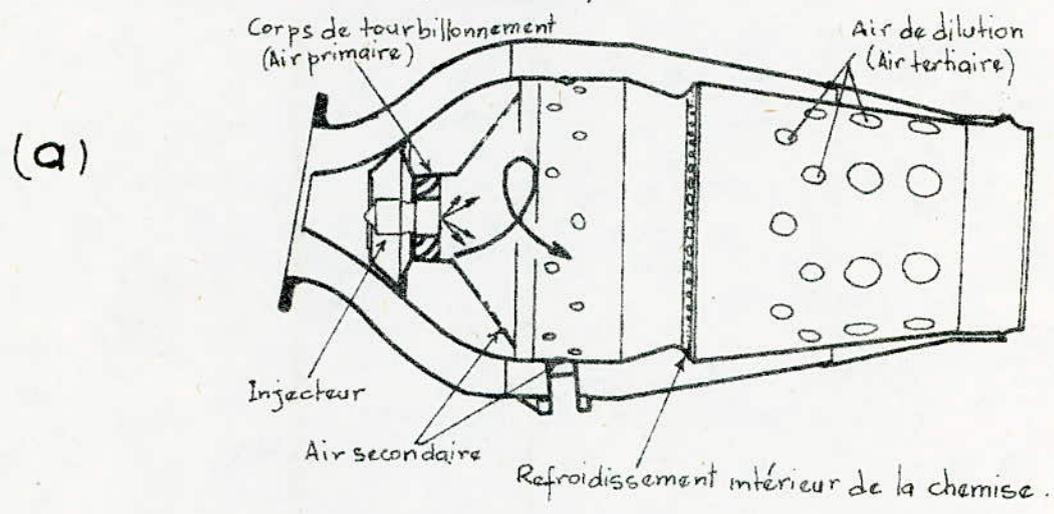


Figure 3

chambre de combustion annulaire

débit d'air passant par chacune des chambres séparées n'est qu'une fraction de débit du compresseur qui, lui peut être de l'ordre de $100 \text{ m}^3/\text{s}$.

3.2.2.2) Chambre annulaire

Tout le débit du compresseur passe ici dans une chambre unique comportant les mêmes éléments que les chambres séparées : dispositif d'injection, dispositif d'allumage, système d'accrochage de la flamme, dispositif de refroidissement des gaz avant turbine. Mais cette fois tous les injecteurs sont dans la chambre unique. Chacun débite moins que l'injecteur d'une chambre séparée; mais ils sont proportionnellement plus nombreux pour assurer l'homogénéité de l'anneau de flammes. La difficulté de la mise au point d'une chambre annulaire réside surtout dans le fait que l'on ne peut que rarement disposer, lors des essais, d'un débit d'air égal à celui qu'enverrait normalement le compresseur du réacteur. On est alors réduit à essayer des "secteurs" de chambres partielles, puis à poursuivre l'étude sur le moteur complet. En revanche ce type de chambre présente un encombrement minimum, des pertes de charges très faible et un poids moins important.

3.2.2.3) Chambre mixte

Elles s'apparentent en même temps aux deux catégories déjà décrites. Plusieurs combinaisons sont possibles.

La combustion peut commencer dans des chambres séparées et se poursuivre dans une chambre annulaire de façon à homogénéiser avant l'arrivée à la turbine.

On peut encore effectuer la combustion dans des tubes de flamme disposés en barillet dans un espace annulaire ou circulaire le débit secondaire.

De toutes façon les chambres mixtes semblent allier l'avantage d'un encombrement réduit à la facilité de mise au point par éléments partiels :

3.2.3 Chambre de combustion du banc d'essai

C'est une chambre tubulaire modifiée. On a travaillé sur une chambre dont le tube est à orifices mixtes. Les expériences antérieures ont prouvé que ce type de tube est favorable à une répartition de température plus homogène que la chambre dont le tube est à orifices circulaires. Le diamètre de la chambre est $D = 240 \text{ mm}$

Cette chambre est donc composée essentiellement de :

3.2.3.1) Un dispositif d'injection

Ce système est placé à l'entrée du tube de flamme. L'injecteur est placé au centre d'une rosace qui crée un tourbillon servant à stabiliser la flamme. Cette rosace constitue donc le système d'accrochage de flamme. En effet dans ce système le combustible est injecté avec une partie de l'air primaire (voir la planche 3) dans des tubes soudés qui débouche à contre courant dans le tube de flamme.

3.2.3.2) Un système d'allumage

Une bougie placée entre la sortie du mélange (air-primaire-combustible) de la rosace et l'entrée du tube de flamme. La bougie reliée à une bobine de transformateur haute tension, déclenche l'allumage à l'aide de deux boutons placés sur le pupitre.

Le premier servant à mettre le transformateur en marche et

le second déclanchant l'étincelle au bout de la bougie dans le tube de flamme.

Grace à ce système, l'allumage est aisé à tout débit d'air contrairement à la chambre de préchauffage.

Pour éviter le fonctionnement inutile de la bobine le premier bouton doit être arrêté une fois l'allumage obtenu.

3.2.3.3) Bilan thermique dans la chambre de combustion

D'après la ref(7) le bilan thermique dans la chambre de combustion a la référence de 273°K et à P=1,013 bar est:

$$H_{t_3} + \eta_b \Delta H_c = (1 + f) H_{t_4}$$

où pour le gaz naturel algérien

$$\Delta H_{c \text{ gaz}} = 12\,000 \text{ K cal/Kg}$$

$$\Delta H_{c \text{ liquide}} = 11\,799 \text{ K cal/Kg}$$

$\Delta H_c = Q_p$ pouvoir calorifique inférieur (H_2^0 Gaz) avec signe à la température de référence T_R .

H_{t_3} est l'enthalpie de l'air à l'entrée de la chambre de combustion .

H_{t_4} est l'enthalpie locale ou global selon le point de prise de température .

f est le rapport (combustible local ou global selon le point Air

de mesure des caractéristiques de combustion

CHAPITRE IV

REPARATIONS ET ESSAIS

4.1 Réparations

Dans ce chapitre il s'agit de décrire de façon succincte la réparation opérée sur des éléments endommagés ou la fixation des éléments manquants.

4.1.1) Servomoteur de commande de débit

Après analyse, il résulte que les fils conducteurs branchés en étoile aux bornes du moteur asynchrone réversible comporte des coupures internes. Avec précaution il fallait changer les fils en tenant compte des indications des boutons du pupitre. On a repéré les trois fils (phases) et leur connection.

En respectant ce même ordre ils ont été remplacés sans rien changer aux indications des boutons du pupitre.

Le graissage des engrenages de cette partie est fait.

4.1.2) Réchauffeur des gaz comprimés (Sch. I.3)

Profitant d'une panne d'électricité on a connecté la fiche femelle de prise de courant.

Dans ce réchauffeur on ne peut pas connaître le débit de gaz naturel.

4.1.3) Indicateur de température

Un essai d'étalonnage a confirmé que l'indication de température (multivolt metre) prévu pour la circonstance est conforme à l'indication d'un thermocouple dont la sonde est faite des fils en chromel-alumel. Le département de métallurgie nous a procuré en échange de la soudure de leurs thermocouples déssoudés. On rappelle que les multivoltmètre ont été pris sur un autre banc d'essai.

4.1.4) Moteur électrique de la pompe

Cette pompe sert à alimenter l'échangeur de chaleur de la sonde fouillant la chambre de combustion. Le câble électrique reliant le moteur électrique au disjoncteur a été coupé par les hydrauliciens qui voulaient essayer un modèle hydraulique. On a réconnecter ce câble parcequ'on avait besoin de faire fonctionner cette sonde sur laquelle est fixé le thermocouple. Le système assurant le déplacement de la sonde sur les deux axes (x,y) n'avait plus de manchon rendant les manipulations difficiles et lentes. Ces manchons ont été fabriqués et placés

4.1.5) Les manomètres à eau

Ils ont été réconstitués en cherchant les bouchons convenables ainsi que des tubes et leurs raccords.

Le mode de remplissage des bouteilles d'eau est indiqué sur (Sch.I.3)

4.1.6) Le manodétendeur du servomoteur

Ce manodétendeur n'existait pas ainsi que les éléments permettant sa fixation.

Le manodétendeur a été obtenu grâce à l'aval du chef de département. En fait ce manodétendeur a été pris sur un autre banc d'essai. Et les pièces permettant sa fixation ainsi que son raccordement ont été usiné à partir des matières premières du magasin.

4.1.7) La bougie d'allumage de la chambre de combustion

Cette bougie ne marchait pas parceque le circuit qui la réliait à la bobine connaissait une rupture au niveau de l'électrode. Il a fallu changer ce fil qu'on a pris sur le turboréacteur du département. Au début on a essayé une jonction. Par la suite on a constaté que c'était un circuit un peu délicat. Ce fil reste un point sensible de la chambre de combustion vue que la bobine d'allumage débite un courant de haute tension (6000V)_{x2}

4.1.8) L'injecteur de gaz naturel

L'injecteur qui y existait est celui du gaz naturel liquifié. Il a fallu changer un injecteur approprié au gaz naturel comprimé. Il est constitué d'une conduite coudée au bout de la qu'elle sont fixés quatre tubes coudés comme

l'indique (la planche 3). Les gicleurs qui ont pour diamètre au col 1,7mm sont visés au bout de chaque tube.

4.1.9) Tube de flamme

Il était déaxé et donnait des températures très élevées par endroits.

4.1.10) Graissage général

Les paliers de moteur électriques sont graissés pour éviter des grandes températures à ces niveaux

4.2 Essais

Cette partie loin d'être une expérience complète permettra l'utilisation adéquate du banc d'essai et par conséquent des expériences dépourvues de toute erreur

L'essai va s'effectuer avec un débit d'air correspondant à environ 75 mm de hauteur d'eau dans le manomètre différentiel (venturi)

4.2.1) Essai sur la chambre de préchauffage

Le manomètre indiquant la pression à l'intérieur du laboratoire étant endommagé, on prendra comme pression régnant à l'intérieur du laboratoire $P_a = 1,013$ bar. Ainsi connaissant la température on appliquera l'équation des gaz parfaits pour déterminer la masse volumique de l'air correspondant à la température relevée.

$$\text{i.e. } \frac{P_a}{\rho} = r T_a \Rightarrow \rho = \frac{P_a}{r T_a}$$

où r est la constante des gaz pour l'air $r = 287 \text{ J/}^\circ\text{kg}$

P_a est la pression atmosphérique

T_a est la température ambiante.

ρ est la masse volumique.

L'essai du 2^e décembre 1984

$$\text{On a } T_a = 14^\circ\text{C} \Rightarrow \rho = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 287} = 1,2298 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{donc } \underline{\underline{\rho = 1,23 \text{ kg/m}^3}}$$

Dans le chapitre III on a établi l'expression donnant le débit où

$$A = 92 \sqrt{h} \quad \text{et où } \Delta h \text{ est la hauteur}$$

d'eau dans le manomètre relatif au venturi.

$$\text{Avec } 75 \text{ mm on a } A = 92 \sqrt{1,23 \cdot 75} = 901 \text{ g/s}$$

$$\underline{\underline{A = 901 \text{ g/s}}}$$

4.2.2 Détermination de H_{t2} enthalpie totale de l'air à l'entrée de la chambre de préchauffage

La température de référence étant 273°K

on a

$$H_{t2} = C_p T_{t2}^\circ\text{C}$$

où C_p est la chaleur massique de l'air.

T_{t2} est la température totale relevée à l'entrée de la chambre de préchauffage.

$$\text{Ici } T_{t2} = 37^\circ\text{C}$$

$$\text{de la relation } C_p - C_v = r \implies C_p = \frac{\gamma r}{\gamma - 1}$$

$$\text{Ici } \frac{C_p}{C_v} \text{ pour l'air } \gamma = 1,4$$

$$\text{donc } C_p = \frac{1,4 \cdot 207}{0,4} = 1004,5 \text{ J/}^\circ\text{kg.}$$

$$\text{D'où } H_{t2} = 1004,5 \cdot 37 = 37166,5 \text{ J/kg}$$

Pour la chambre de préchauffage (ΔH_c) = 10350 kcal/kg ref(7)
pour le gaz algérien.

$$\text{soit } \Delta H_c = 4,2,63 \cdot 10^5 \text{ j/kg}$$

Pour obtenir la température à simuler dans le cas d'un
compresseur dont le taux de compression $r = 10$ i.e 603°K ,
il a fallu une hauteur de 476 mm d'eau dans le manomètre 36b
(Sch.I.3)

$$\text{Or } 476 \text{ mm correspondent à } f = 0,00988 = \frac{C}{A}$$

Et remplaçant f dans l'équation du bilan thermique ainsi
que H_{t3} correspondant on obtient η_b (rendement de la com-
bustion dans cette partie égale à $\eta_b = 0,69$)

Ce rendement s'explique par la précarité de la stabilisation
de la flamme.

Pour cette même raison il faut s'assurer qu'on ait un débit
minimal d'air avant l'allumage dans la chambre de préchauf-
fage - La mesure de débit de gaz naturel dans cette partie
est donc parfaite. (ref:7)

L'essai du 6/01/1985 avec $T_a = 283^\circ\text{K}$, $T_{t2} = 308^\circ\text{K}$

soit $\rho_{\text{air}} = 1,247 \text{ kg/m}^3$. La hauteur d'eau dans le manomètre du venturi est la même que précédemment. Soit le débit massique de 907g/s . La température à l'entrée de la chambre de combustion est 630°K . A la sortie elle est de 1040°K .

La flamme est bleue et courte, et pour cela il a fallu un débit de $3,1\text{g/s}$ de gaz naturel dans la chambre de combustion soit $f = 0,0087$ (f global). En utilisant l'équation du bilan thermique on a un rendement d'environ $0,99$ qui prouve la bonne qualité de la chambre de combustion et du gaz naturel algérien.

4.2.4 Répartition des températures

Dans cette partie on veut mettre en relief le rôle d'échangeur de chaleur que joue la forme du tube de flamme et la répartition de ses orifices.

On remarque de façon générale que en enfonçant la soude de température vers la rosace de la chambre de combustion, la température s'élève jusqu'à une température maximale qui reste ensuite constante. De cette façon on peut déterminer le rapport f local selon un point et sa température, en fixant le rendement de la combustion $\eta_b = 1$.

... / ...

Ainsi on arrivera à déterminer la proportion de différents types d'air et leur rôle dans la chambre de combustion.

A titre indicatif on prend un point proche de la rosace.

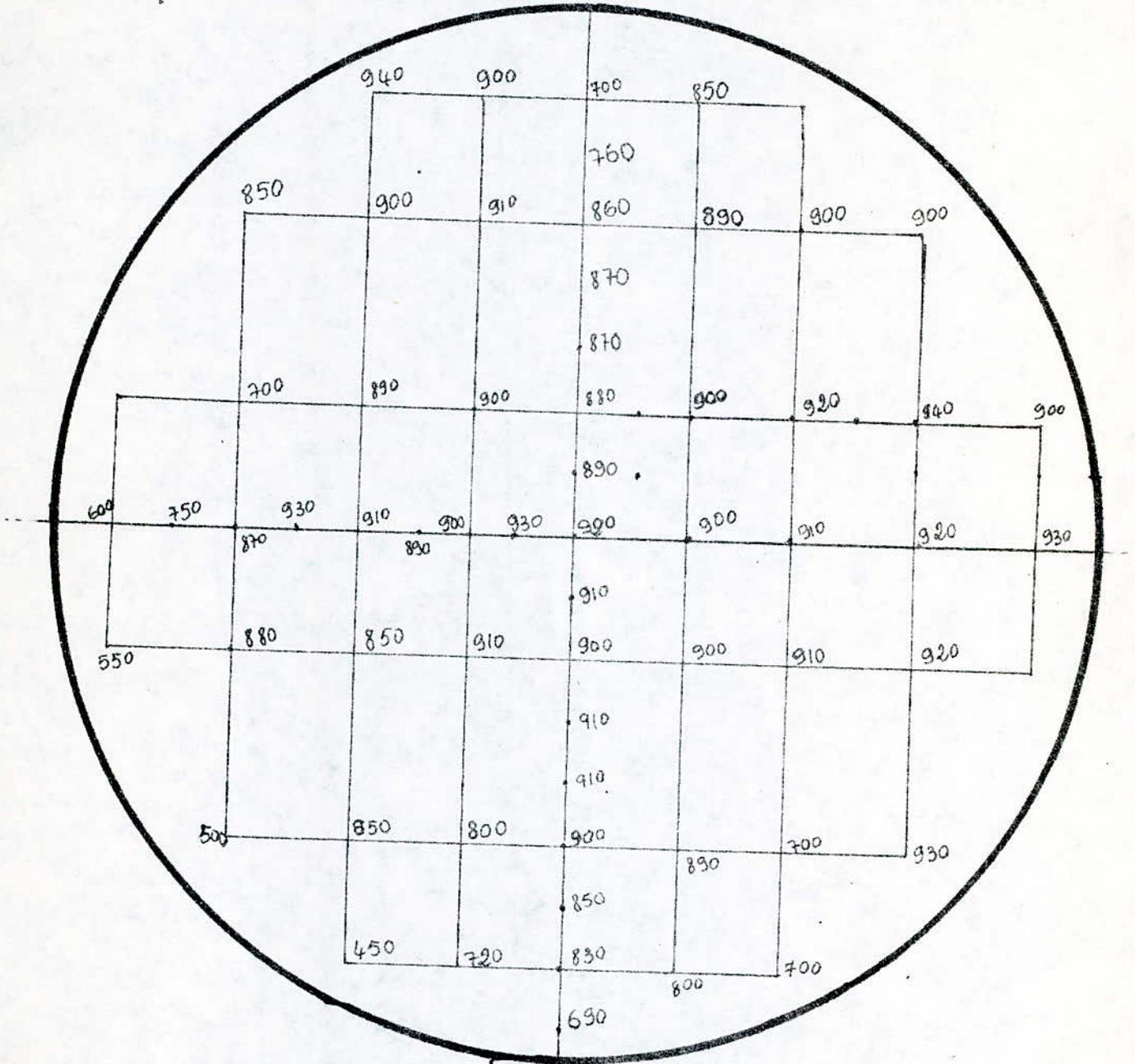
Pour 890g d'air avec un débit de gaz de 8,1 g/s on a établi la carte de température (voir page suivante).

A l'entrée de la chambre de combustion on a 410°k.

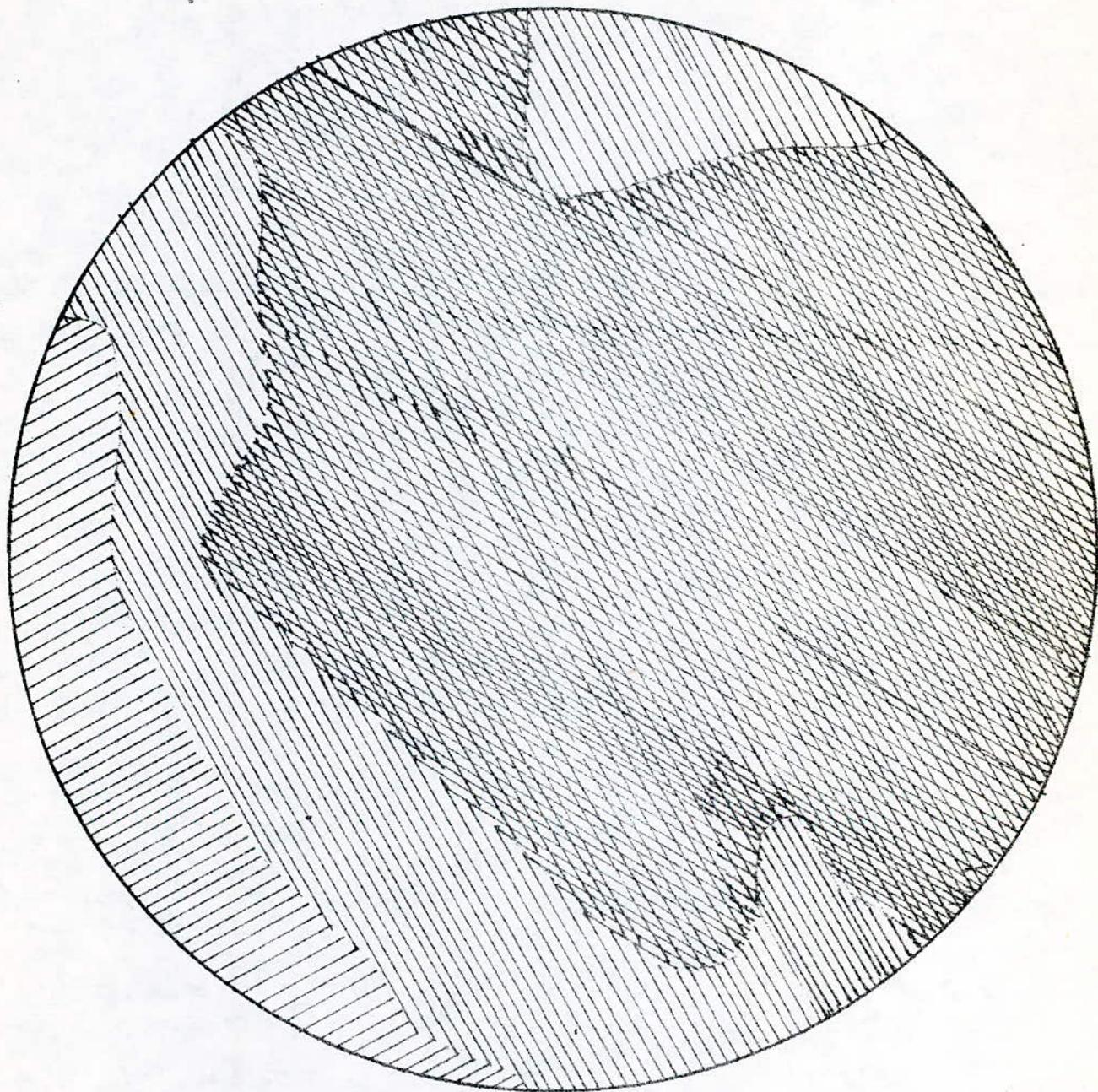
Pour ce point où on a établi la carte de température, ^{la température} au centre est d'environ 930°C.

En utilisant l'équation du bilan thermique on trouve $f = 0,0163$ pour $\eta_b = 1$; ce qui signifie que dans ce domaine, seul 495,32 g d'air participe à l'échange de chaleur et à la combustion.

T°C



Répartition des températures
 section à 25 cm de profondeur.
 Regime $\Delta H_{air} = 78 \text{ mm H}_2\text{O}$
 $\Delta H_{GNCC} = 50 \text{ mm H}_2\text{O}$
 $\Delta H_{GNcpc} = 50 \text{ mm H}_2\text{O}$



Carte de Répartition des températures
 Section à 25cm de profondeur
 Régime $\Delta H_{air} = 78 \text{ mm H}_2\text{O}$
 $\Delta H_{GN_{cc}} = 50 \text{ mm H}_2\text{O}$
 $\Delta H_{GN_{cpc}} = 11 \text{ mm H}_2\text{O}$

450 ÷ 650 °C

650 ÷ 850 "

850 ÷ 1000 "



CONCLUSION

Le banc a été mis en marche et prêt à fonctionner, enrichissant ainsi notre laboratoire de multiple T P précités.

Il serait cependant faux de prétendre avoir terminé tout le travail. Néanmoins, je pourrais dire, et ce, compte tenu du temps imparti et des moyens existants avoir degrossi les problèmes.

Il est un fait à signaler dont l'importance n'est pas de moindre; la mise au point:

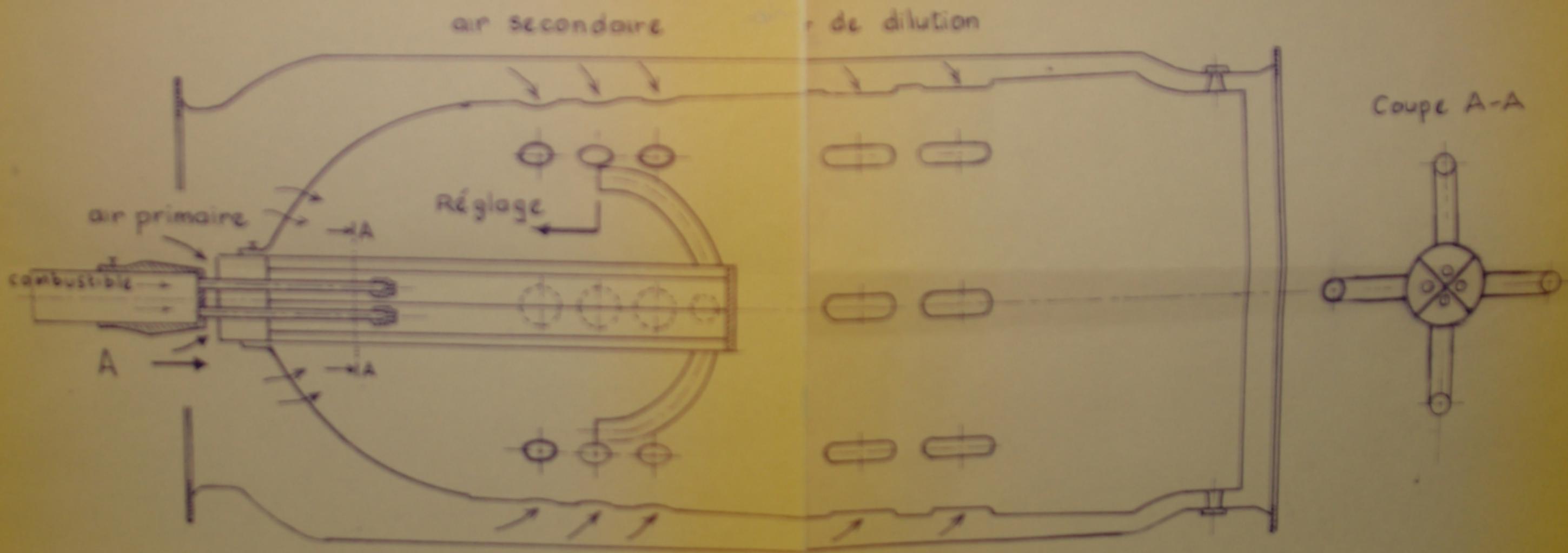
- du régulateur de débit de gaz naturel dans la chambre de préchauffage qui accroît une autonomie dans la manipulation du débit d'air.
- de l'analyseur de gaz de combustion qui permet de déterminer avec une plus grande rigueur le rendement de la combustion.

Quant aux essais, le nombre étant restreint, je n'ai donné que l'interprétation des résultats obtenus. Il serait par conséquent, hasardeux de conclure de façon absolue.

Mon souhait, est de voir continuer cette étude avec des camarades des promotions à venir.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1- Mécanique expérimentale des fluides. Tome 1 et 3
(R. COMOLET) Edition 1961
- 2- Calcul des tuyaux (THEODORE OHIGA) Edition 1949
- 3- Méthodes, Résures et essais sur chambre de combustion
(MR KADIK) Promotion 1973
- 4- RELEMENTO DES PERTES DE CHARGE (I.E IDEL'CIK)
- 5- Chambre de combustion à trous circulaires et à trous mixtes.
promotion 1976 (MR. GAHMOUSSE.A ET SAHIL.L)
- 6- Turboréacteur et autre moteur à réaction. (A.KALPIN)
- 7- Etude et réalisation d'un banc de combustion
(GILBERT MATTON)
- 8- VENTILATEURS ET COMPRESSEURS CENTRIFUGES ET AXIAUX
Tome 1 (Ae roodynamique Générale calcul et fonction-
nement) (MARCEL SEDILLE)
- 9 -Description et possibilités d'emploi du banc d'essai
de combustion. Promotion 1963 (MR. ALLET AZEDINE.
- 10- AERODYNAMICS FOR ENGINEERING STUDENTS
(THIRD EDITION)



CHAMBRE DE COMBUSTION A PRÉVAPORISATION

