

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

MISE EN MARCHE
DU BANC DE
CONVECTION FORCEE

Proposé par :

A . WERNER

Etudié par :

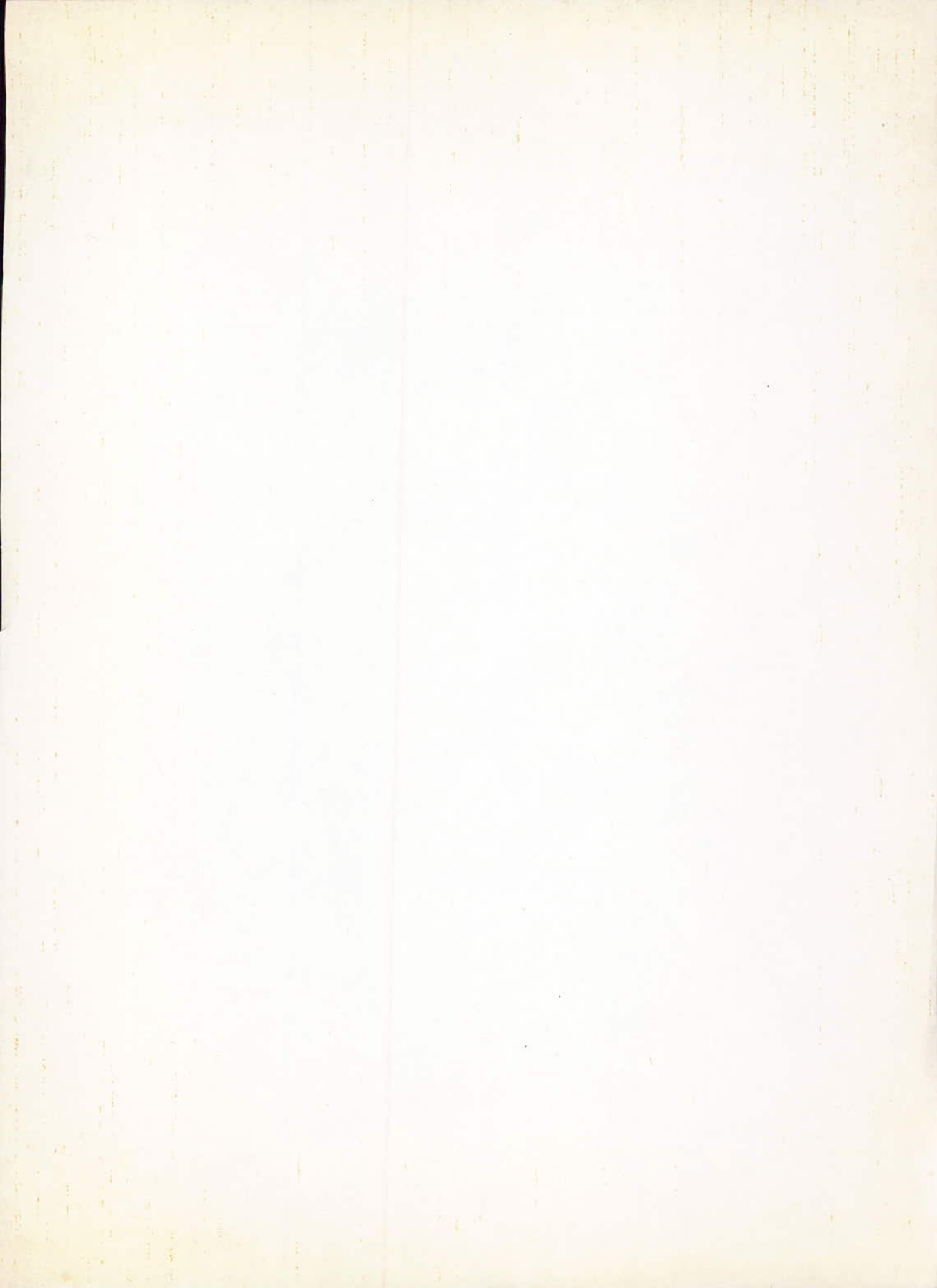
SAID ALIOUANE

Dirigé par :

A . WERNER

PROMOTION

JUIN 1987



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Mécanique

Promoteur : A . WERNER

Etudiant : ALIOUANE SAID

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
دائرة الهندسة الميكانيكية
الموجه: أ. فيرنير

الطالب: سعيد عليوان

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

الموضوع: تسيير منضدة التجربة في الحمل الحراري القسري

الملخص: مضمون عملنا هو ابتكار وإنجاز مولد للماء الساخن لإتمام منضدة التجربة الخاصة بالإنتشار الحراري القسري. وزيادة على ذلك اجرينا تجارب للحصول على مميزات هروحين تابعتين للمنضدة، وأيضاً تجربة في تكييف الهواء وتجربة في التبادل الحراري بالإنتشار القسري.

Titre : Mise en marche du banc de convection forcée :

Résumé : Le travail consistait à concevoir et réaliser un banc d'eau chaude pour compléter le banc d'essai de convection forcée existant . De plus on a relevé la caractéristique de deux ventilateurs appartenant au banc et on a effectué des essais de climatisation et de transfert de chaleur en convection forcée

Title: Starting of the forced convection rig .

Abstract: The conception and the realization of a hot water generator destined to complete an existing forced convection rig are the main achievements of this work .
Moreover, fan characteristics have been plotted and two sets of air conditioning and of forced convection have been tested .

DEDICACES

- A la mémoire de la petite Yasmina
tuée par son père,
- A tous les alphabétiseurs,
- A tous ceux qui souffrent et ne
cessent de lutter .

Je dédie ce modeste travail .

Said.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier ici tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce projet, particulièrement les travailleurs du département de Genie Mécanique qui m'ont beaucoup aidé .

Je réitère mes remerciements pour Melle Zakia Meliani et Mr Aziz Yahiaoui pour l'aide matérielle et morale qu'ils m'ont apporté tout au long de ce projet .

Je réitère aussi mes remerciements pour mon promoteur Mr Andrzej WERNER pour son suivi et pour les précieux conseils qu'il m'a prodigués .

Enfin, que tous ceux qui ont donné le meilleur d'eux-même pour contribuer à ma formation d'ingénieur trouveront ici l'expression de ma profonde reconnaissance .

SOMMAIRE

	Pages
1-/ Introduction	
1- Généralités	1
2- Historique des éléments de transferts de chaleur	2
2-/ Description de la soufflante TD 49	
1- Caractéristiques	3
2- Eléments constituant la soufflante	3
3- Spécifications	4
4- Objectifs de l'appareillage	4
5- Description générale	6
3-/ Description du banc de réfrigération TD 44 a	
1- Description	14
2- Procéssus de transformation	17
4-/ Conception et réalisation du banc d'eau chaude	
1- Prologue	19
2- Position du problème	19
3- Choix de la solution	19
4- Description du générateur d'eau chaude	22
5-/ Partie expérimentale	
1- Etalonnage de l'orifice d'entrée	30
2- Obtention des caractéristiques des deux ventilateurs centrifuge et axial	38
3- Essais de climatisation	49
4- Essais de transfert de chaleur en convection forcée	63
6-/ Conclusions	75
ANNEXE	76
BIBLIOGRAPHIE	77

TABLE DES FIGURES

Figures:	Pages:
Fig-1 - Constitution de la soufflante TD 49	-4 -
Fig-2 - Le brûleur	-24-
Fig-3 - Le réservoir d'eau	-26-
Fig-4 - Le réducteur en bronze	-28-
Fig-5 - Le réducteur en laiton	-29
Fig-6 - Prise de pression statique dans une canalisation de section rectangulaire	-30-
Fig-7 - Courbe d'étalonnage de l'orifice d'entrée de la canalisation rectangulaire	-37-
Fig-8 - Situation des deux postes de mesure sur la soufflante TD 49	-38-
Fig-9 - Mesure de la pression statique à l'entrée de la canalisation	-38-
Fig-10- Mesure de la pression différentielle à l'aide de la sonde de Pitot	-39-
Fig-11- Mesure de la pression statique à l'aide de la sonde de Pitot	-39-
Fig-12- Caractéristique du ventilateur centrifuge	-45-
Fig-13- Caractéristique du ventilateur axial	-48-
Fig-14- Installation pour les essais de climatisation	-54-
Fig-A4- Diagramme psychrométrique	-62-
Fig-16- Représentation d'un tube de l'échangeur	-65-

1-/ INTRODUCTION

1-1-/ Généralités:

On assiste au cours de ces dernières décennies à un progrès sans précédent dans l'histoire de la technologie. En effet, les innovations se multiplient à un rythme tel qu'on ne peut plus, de nos jours, en dresser un bilan exhaustif .

Ceci n'est pas fortuit. Au contraire, c'est le fruit attendu et l'aboutissement logique de gros efforts fournis et de lourds investissements consentis dans le domaine expérimental .

A l'époque où nous sommes, la technologie puise ses arguments beaucoup plus sur des résultats obtenus expérimentalement que sur des formules théoriques qui ne tiennent pas compte des réalités rencontrées dans la pratique, réalités qui sont d'ailleurs, dans la plupart des cas imprévisibles théoriquement.

Pour parachever une technologie performante, donc une industrie de pointe, il est indispensable de réaliser des essais qui permettront de mieux connaître le produit réalisé ; donc de mieux maîtriser sa production .

Le génie mécanique n'échappe pas à ces règles . Il est peut-être le domaine où s'exprime le plus et le mieux la méthode expérimentale.

Des essais sont toujours effectués sur un modèle pour la réalisation d'une grande unité couteuse et où des erreurs de conception ne peuvent-être permises. Ils sont aussi effectués sur prototype dans le cas d'un lancement d'une opération de production en grande série, et dans ce cas il faut vérifier que les spécifications et les objectifs fixés dans l'avant-projet sont atteints. Dans l'achat, aussi, d'un grand lot de matériel de même type, il est nécessaire de réaliser des essais sur un échantillon pour voir si la marchandise est homogène et correspond aux normes .

Il faut enfin noter l'existence des bancs d'essais qui permettent de vérifier des résultats obtenus théoriquement et d'effectuer les différents essais qu'on a déjà cité .

1-2 . Historique des éléments de transfert de chaleur

L'utilisation de conduites lisses en acier, disposées longitudinalement ou transversalement par rapport à la direction de l'écoulement, a été développée en Grande-Bretagne, aux Etats Unis, et ailleurs, aux environs de 1924 .

Ensuite des refroidisseurs à air de forte capacité, avec des canalisations lisses ont été mis en activité en Afrique du Sud pendant et après l'année 1925. Ils avaient jusqu'à 3000 m de tuyauterie en acier, d'un diamètre de 38 mm dans une seule unité, et ils étaient utilisés avec de l'ammoniaque liquide s'évaporant sur les parois .

Les refroidissements utilisant une solution concentrée de chlorure de calcium sont devenus courants dans la marine au **courant des années 1930**.

La conception du transfert de chaleur dans ce domaine se heurtait à la nécessité d'améliorer l'écoulement de la chaleur à partir des surfaces externes des tubes .

Il faut noter que le coefficient interne de transfert (du liquide vers le tube) est beaucoup plus élevé que le coefficient externe (du tube vers l'air).

Il est économiquement difficile de favoriser le débit pour assurer un coefficient externe plus élevé .

La variable de conception qui restait, était l'aire de la surface externe; la plupart des travaux pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur se sont concentrés ces dernières années sur les formes des ailettes et des extrusions, et spécialement sur l'amélioration de la liaison thermique entre les ailettes et le tube .

Mais, toujours est-il que l'installation de transfert de chaleur à tubes lisses s'avère encore utile, principalement pour le pré-refroidissement des fruits, où une grosse quantité d'humidité est capturée sur les surfaces froides et tend à surcharger de neige les tuyaux .

2- DESCRIPTION DE LA SOUFFLANTE TD 49

2-1. Caractéristiques:

La soufflante avec veines d'essais interchangeable TD 49 constitue l'équipement pour faire des essais de ventilateur et des expériences de transferts thermiques.

Elle peut indifféremment recevoir des ventilateurs centrifuges ou axiaux. Elle peut aussi recevoir des échangeurs de chaleur de divers types afin de faire des expériences:

- de transferts thermiques liquide - air
- de formation de rosée et de givre

De construction légère, la canalisation d'air est calorifugée et résiste à la corrosion.

Construite suivant les spécifications British Standard, la section de la canalisation est facilement démontable pour permettre un rangement compact.

La hauteur de travail est convenable et le montage est sur banc ou, en option, sur chariot.

2-2. Eléments constituant la soufflante (FIG - 1 -)

2-2-1. Eléments standards:

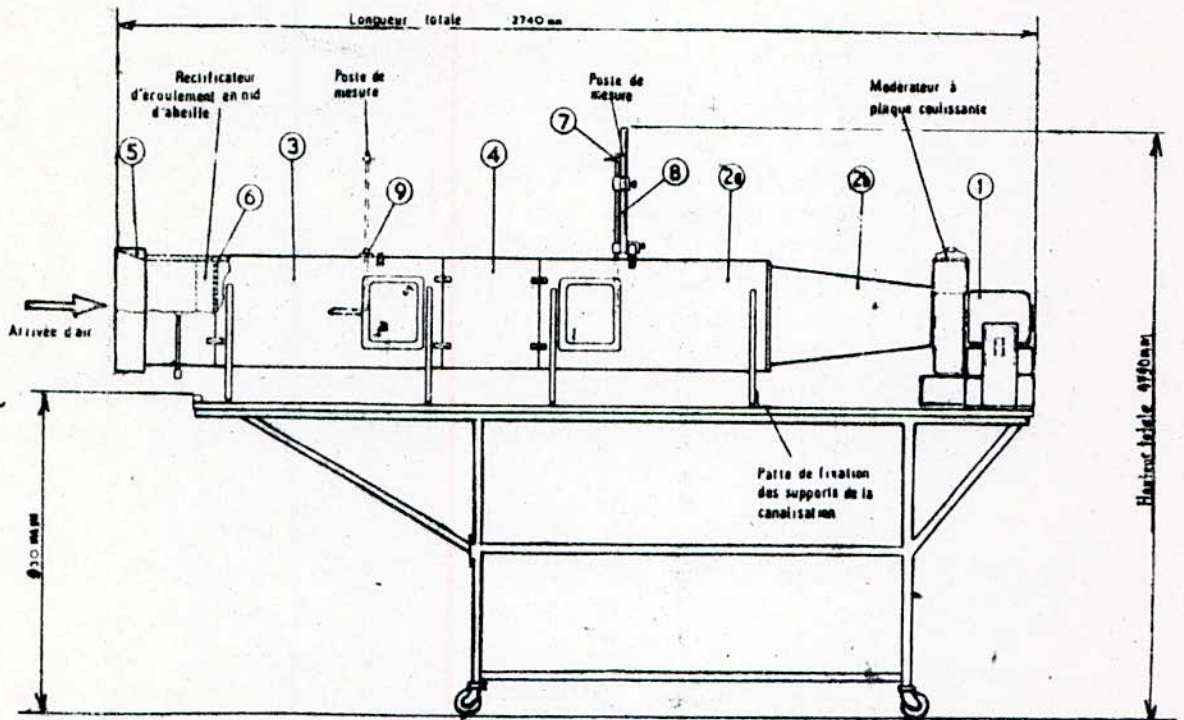
- Canalisation d'air: construite entièrement en bois contre-plaqué, recouvert de formica blanc lisse. La section a 150mm de large et 300mm de haut. Elle est fournie avec le section de canalisation simple. La longueur hors tout est de 1950 mm.

- Ventilateur centrifuge ayant une vitesse de rotation $N = 2900$ tours par minute.

- Tube de Pitot de mesure de pression statique, totale ou différentielle, construit suivant les spécifications British Standard et disposé sur un mécanisme à déplacement transversal, manoeuvrable avec une précision de 1 mm

- Manomètre de précision: inclinable, monté sur un banc séparé, avec quatre gammes de mesure (0-12,5 ; 0 - 25 ; 0 - 50 ; 0 - 250 mm d'eau).

Fig - 1 - CONSTITUTION DE LA SOUFFLANTE TD 49



Largueur minimale : 570 mm
 Poids net : 230 kg

- 1- Unité ventilateur-moteur
- 2a- Canalisation de sortie de section rectangulaire
- 2b- Canalisation de sortie adaptée aux formes du ventilateur
- 3- Canalisation d'entrée
- 4- Canalisation d'essai simple
- 5- Canalisation d'arrivée d'air
- 6- Logement de l'obstacle à l'écoulement
(utilisé dans le cas du ventilateur)
- 7- Tube de Pitot
- 8- Unité d'exploration de la veine d'air
- 9- Plaquette d'étanchéité

2-2-2. Eléments en option:

- TD 49 a: Elément de transfert de chaleur à tubes cylindriques lisses.
- TD 49 b: Elément de transfert de chaleur à tubes à ailettes.
- TD 49 c: Serpentin destiné à être connecté avec le banc de réfrigération pour les essais de climatisation.
- TD 49 d: Deux grilles en fil de résistance électrique et le thermomètre étalonné correspondant, pouvant être utilisé avec les différents éléments ci-dessus, pour mesurer la différence de température de la veine d'air entre l'amont et l'aval de l'échangeur.
- TD 49 e: Chariot complet avec étagère de rangement en dessous, un plateau de travail en bois recouvert de formica, des roulettes et des pieds rétractables.
- TD 49 f: Ventilateur axial avec son entrée conique et ayant une vitesse de rotation $N = 2700$ tours par minute.

2-3. Spécifications:

2-3-1. Surface nécessaire:

La surface occupée par le banc est $3000 \times 800 \text{ mm}^2$. Le chariot complet demande une surface au sol de $4550 \times 2500 \text{ mm}^2$, si l'on veut avoir un accès libre tout autour, mais il peut être rangé sur une surface de $2740 \times 660 \text{ mm}^2$.

Notons enfin qu'il est nécessaire de dégager la prise d'air et son refoulement.

2-4. Objectif de l'appareillage

La conception de la soufflante donne à cet équipement les plus larges possibilités d'application dans un laboratoire disposant de ressources pour les études dans les domaines suivants:

- Climatisation, chauffage, réfrigération et ventilation
- Technique des ventilateurs

En tant qu'appareil d'étude d'un ventilateur, équipé du ventilateur centrifuge standard ou du ventilateur axial en option, il permet :

a- d'obtenir les courbes de pression statique à l'entrée en fonction du débit volumique calculé d'après les spécifications British Standard

b- Il permet d'explorer complètement les distributions dans deux sections de la canalisation, en aval de l'entrée, on peut à nouveau calculer les débits volumiques et les comparera ceux trouvés en - a -

c- Procédures d'essai de conformité aux normes des deux principaux types de ventilateurs.

- Transfert de chaleur par convection forcée à partir de divers types d'éléments utilisés dans les processus industriels.

- Transfert de masse par séchage et / ou humidification .

- Filtrage de l'air, par exemple l'utilisation de divers types de filtres fibreux .

Dans le cadre de notre travail, on effectuera uniquement les essais de climatisation, de transfert de chaleur et le tracé des caractéristiques des deux types de ventilateurs.

2-5. Description générale

2-5-1. La canalisation

L'appareil est constitué d'une canalisation rectangulaire qui est conçue et construite en plusieurs sections assemblées fermement à l'aide d'attaches à action rapide. Des supports sont situés en quatre points sur la longueur de la canalisation. Celle-ci et son entrée conique sont conformes aux spécifications British Standard . Les sections d'entrée et de sortie de la canalisation sont séparées par un élément central à parois lisses qui peut être remplacé facilement par les échangeurs thermiques en option et par un élément de réchauffage électrique . Un redresseur d'écoulement est placé en amont des échangeurs .

Des regards en verre double sont disposés en aval et en amont , sur les deux faces latérales des sections centrales interchangeables. Ils permettent l'observation des échangeurs pendant les essais . Un regard au dessus du serpentin de refroidissement permet une observation détaillée du processus de refroidissement de l'air et de l'état de la surface du serpentin .

Le ventilateur centrifuge aspire l'air à travers la canalisation et possède des dispositifs de réglage du débit, en l'occurrence un régulateur à tiroir .

Le ventilateur à écoulement axial, fourni avec une canalisation adaptée à sa forme circulaire , permet de remplacer rapidement le ventilateur centrifuge. Des écrans, présentant des résistances diverses à placer dans l'entrée cônica, constituent un moyen de faire varier le débit . La pression statique à l'entrée de la canalisation est mesurée avec le manomètre de précision standard, inclinable, multi-gamme. Elle permet de calculer les débits .

Quatre prises de pression, disposées au centre de chacune des faces de la canalisation, sont destinées à ne qu'une seule connexion au manomètre qui indique ainsi la pression moyenne .

2-5-2. Élément à insérer TD 49 à tubes lisses pour les transferts de chaleur liquide / air

Cet élément comprend un ensemble de 33 tubes en cuivre, de diamètre extérieur 15,9 mm avec une épaisseur de paroi de 1,63 mm . Ils sont disposés en trois rangées de 11 tubes verticalement dans la section de canalisation qui est construite en formica blanc de 16 mm. Ils passent à travers le haut et le bas et sont soudés de façon à former des plaques de tubes sur lesquelles sont boulonnés des éléments rapportés, modulés de façon spéciale . Ces éléments rapportés sont interconnectés de façon que l'écoulement du liquide à travers les tubes puisse se faire avec les 3 rangées de tubes en serie (circulation simple) ou en parallèle (circulation triple).

Pour effectuer ce changement d'écoulement, il suffit de tourner les rebinets rotatifs de 90° .

La section de la canalisation à une largeur de 150 mm pour une hauteur de 300 mm. L'aire de la section droite est donc de $0,045\text{m}^2$.

L'aire de la surface extérieure des 33 tubes de cuivre verticaux s'élève à $0,49\text{m}^2$.

Quatre thermomètres à mercure mesurent les températures du fluide à l'entrée et à la sortie; ils passent à travers des trous percés, à cet effet, dans les éléments rapportés, sur lesquels des prises spéciales ont été installées.

Les changements de température de l'air provoqués par le passage sur les rangées de tubes chauffés ou refroidis, sont mesurés instantanément au moyen des résistances grillagées TD 49 d, conçues spécialement pour être utilisées avec cet appareil.

2-5-3. Élément à insérer à tubes à ailettes TD 49 b pour les transferts liquide / air.

Cet élément est constitué de 6 tubes en cuivre à ailettes extérieures avec un diamètre de 15,9 mm pour une paroi de 0,92 mm. Des ailettes de 33,5 mm de diamètre pour une épaisseur de 0,38 mm sont enroulées en spirale le long des tubes. 47 ailettes sont disposées le long des 300 mm de tube. La surface totale de ces tubes à ailettes est de 0,478 m².

Les parties autres que ces tubes et les matériaux sont identiques à ceux utilisés dans l'élément TD 49 a.

Des raccords étanches identiques contrôlent l'écoulement d'un liquide chaud ou froid. Les éléments TD 49 a et TD 49 b ont des dimensions identiques pour la canalisation et peuvent être remplacés et interchangeés avec le minimum de difficulté.

Les trois éléments rapportés, ayant chacun deux tubes de cuivre, sont utilisés avec des vannes de commande et d'interconnexions pour obtenir une circulation en série (3 groupes de 2 tubes) ou en parallèle (les 6 tubes en parallèle), des vannes de commande sur le dessus et le dessous permettent de régler la forme de l'écoulement.

2-5-4. Élément de refroidissement à détente directe TD 49c pour les transferts liquide / air

Cet élément est typique de l'équipement utilisé à travers le monde dans les installations de climatisation, aussi bien du point de vue des matériaux et de la conception que du point de vue de la méthode de

de construction.

Le serpentin est constitué d'un seul circuit de tubes de cuivre avec un diamètre extérieur de 15,9 mm . Le circuit se replie en zig - zag avec les 12 tubes disposés horizontalement à travers la canalisation.

Des ailettes en aluminium sont montées avec un intervalle de 3,2 mm sur les tubes de cuivre; chaque ailette a 300 mm de hauteur et 78 mm de profondeur . Cet élément de refroidissement à ailettes s'adapte à l'intérieur d'une section de canalisation de 290 mm de long faite d'un matériau identique à celui de TD 49 a et TD 49 b , avec les mêmes dimensions intérieures et fixations de sécurité .

Le liquide réfrigérant R12 arrive à l'entrée inférieure du serpentin de cuivre, grâce à l'action d'une vanne thermostatique de détente . Le gaz évaporé (sous l'action de l'air chaud sur le serpentin à ailettes) est extrait à partir de la sortie supérieure du serpentin . Un élément sensible, en contact intime avec la surface de la sortie de gaz, envoie un signal dans le diaphragme de la vanne thermostatique de détente . Ce signal déclenche l'arrivée de liquide dans le serpentin au fur et à mesure que la température du gaz aspiré s'élève et, lorsque le serpentin est rempli, la vanne est fermée et l'arrivée de liquide s'arrête . Cette vanne a été pré-réglée pour fonctionner avec un gaz R . 12 arrivant au compresseur avec une surchauffe de 4 à 5° C . Ce réglage est choisi pour prévenir les risques d'un retour direct du réfrigérant liquide dans le compresseur .

Un plateau en plastique, en dessous des serpentins possède un tuyau pour évacuer l'eau condensée sur la surface des serpentins.

Un refroidissement prolongé du réfrigérant provoquera la congélation de la vapeur d'eau condensée sur les parois des serpentins; l'élément TD 49 c peut-être délibérément maintenu en fonctionnement pour montrer la formation de neige entre les ailettes et sur la surface des tubes. Les formes des couches de neige sont une excellente manifestation de l'efficacité relative du tube et de l'ailette en tant que surfaces de refroidissement . Un gabarit en plexiglas peut-être intercalé entre l'élément TD 49c et la canalisation principale en amont .

Ce gabarit est muni en son centre d'une ouverture circulaire et permet d'observer l'influence du débit d'air et de la formation de givre résultant faible débit . On peut également observer le processus de dégivrage lorsque la réfrigération est suspendue . Un air chaud est envoyé vers l'élément avec une vitesse qui est choisie pour voir le moment où les gouttes d'eau s'échappent du bord des ailettes .

L'élément TD 49 c est fourni avec des raccords rapides et étanches pour le branchement avec le système de réfrigération .

Un humidificateur est fourni, de façon à pouvoir ajouter de la vapeur d'eau à la veine d'air du serpentín .

Le chauffage de l'humidificateur possède une boîte de commande électrique avec un sélecteur pour une production de vapeur "rapide" ou "lente" (position "fast" ou "slow").

La vapeur est amenée à deux collecteurs au moyen de deux tuyaux en chlorure de polyvinyle renforcé. Un collecteur se trouve sur chaque côté de la section d'entrée de la canalisation d'air . La vapeur entre dans cette canalisation par huit jets dans la paroi; l'eau provient d'une bouteille inversée, en plastique, sur laquelle on peut voir clairement le niveau d'eau.

2-5-5. Résistances grillagées TD 49 d pour la mesure des températures:

Pour la mesure des vitesses et de la température de l'air dans canalisation, il est nécessaire d'utiliser une méthode d'exploration de la veine d'air qui aboutira à des données représentant de façon précise les profils de la température et des vitesses .

Le temps nécessaire à l'exploration de la température dans la canalisation introduit une erreur considérable quand il y'a de petits changements cycliques de l'air dans les canalisations et du fluide dans les tubes . Les deux résistances grillagées, du type TEQUIPMENT, sont destinées à fournir une différence de température instantanée entre deux réseaux d'un fil fin . Cette différence de température est étalonnée en °C sur l'échelle de l'appareil de mesure auquel les bornes des circuits de résistances sont connectées .

L'équipement est extrêmement sensible à des changements minimes de la température et son inertie thermique est si faible que ces changements peuvent être lus rapidement et de façon précise.

Les résistances grillagées sont montées en amont et en aval de l'élément de transfert de chaleur et, à cause de leur fragilité, elles doivent être maniées avec une grande précaution. Les réseaux de fils sont transportés dans des cadres légers et devraient rester dans leur emballages spéciaux lorsqu'ils ne sont pas utilisés.

L'utilisation d'un grillage produit un signal qui dépend de la température moyenne dans la veine d'air, ce qui élimine donc la nécessité d'effectuer la moyenne de plusieurs relevés ponctuels, comme cela aurait été le cas avec des thermocouples ou des thermomètres à mercure.

2-5-6. Chariot TD 49 e

La soufflante est posée sur un chariot mobile, à 4 roulettes, fabriqué à l'aide de tubes d'acier à section carrée. La finition du haut de la table utilisé du bois revêtu de formica blanc. Une étagère pour le stockage d'éléments est installé à mi-hauteur; elle supporte l'unité de réfrigération par refroidissement à air et le cylindre de l'humidificateur.

2-5-7. Le ventilateur hélicoïde à écoulement TD 49 f, et le ventilateur centrifuge :

Le ventilateur centrifuge fait partie de l'équipement de base, mais pour plus de commodité, les deux types de ventilateur sont décrits dans ce qui suit :

Les deux ventilateurs sont fournis avec un support, une enveloppe, une canalisation en acier adaptée à leurs formes circulaires et munie d'attaches de sécurité, et des démarreurs munis de boutons-poussoirs.

Le boîtier contenant 4 fusibles et disjoncteurs de 13 A est fixé au chariot en dessous de l'emplacement du ventilateur, et protège les moteurs des ventilateurs, l'unité de réchauffage et l'humidificateur.

2-5-7-1. Le ventilateur centrifuge

Il permet d'aspirer l'air à travers la canalisation et de la refouler dans l'atmosphère. L'ouverture de refoulement est munie d'une plaque coulissante pour le réglage du débit d'air. Il possède une seule entrée ayant approximativement 20 cm de diamètre et un orifice de refoulement de 90 X 90 mm. Le ventilateur est du type SC 5A. Il est entraîné par un moteur monophasé 50 Hz directement fixé à l'arbre du ventilateur: Le moteur consomme 4,6A sous 220 / 240V, et sa vitesse est de 2850 Tours par minute.

Ce ventilateur permet une vitesse maximale de 7m/s dans la canalisation avec un débit nominal de 31,15 m³ / minute.

2-5-7-2. Le ventilateur axial:

C'est un ventilateur à un seul étage, d'un diamètre de 24,2cm et d'une longueur de 21,8 cm. Le rotor possède 10 pales, et le moteur est fixé à l'enveloppe par 4 tiges en acier. Le moteur est du type protégé, alimenté sous 220 / 240V à 50 Hz. Il consomme 1,5A à 2700 tours par minute.

Le ventilateur est sur un support en acier pour avoir un alignement correct avec la canalisation. Des démarreurs monophasés à boutons poussoirs sont montés sur une console adjacente au ventilateur.

2-5-8. Elément électrique de réchauffage de l'air TD 49 g.

Il est constitué de 4 éléments tubulaires à ailettes, de 500 W chacun, disposés verticalement dans une section droite d'une canalisation de 300 X 150 mm² avec une longueur de 200 mm.

Cette canalisation est construite avec des planches en bois épaisses de 15,9 mm . 3 attaches rapides permettent de fixer l'unité de réchauffage sur la canalisation dans une position quelconque.

Au sommet de l'élément de réchauffage, une boîte de jonction en acier permet le branchement des éléments électriques . Sur le côté de cette boîte, un commutateur rotatif donne les positions suivantes

OFF _____ 0 kW

LOW _____ 0,5 kW

MEDIUM _____ 1 kW

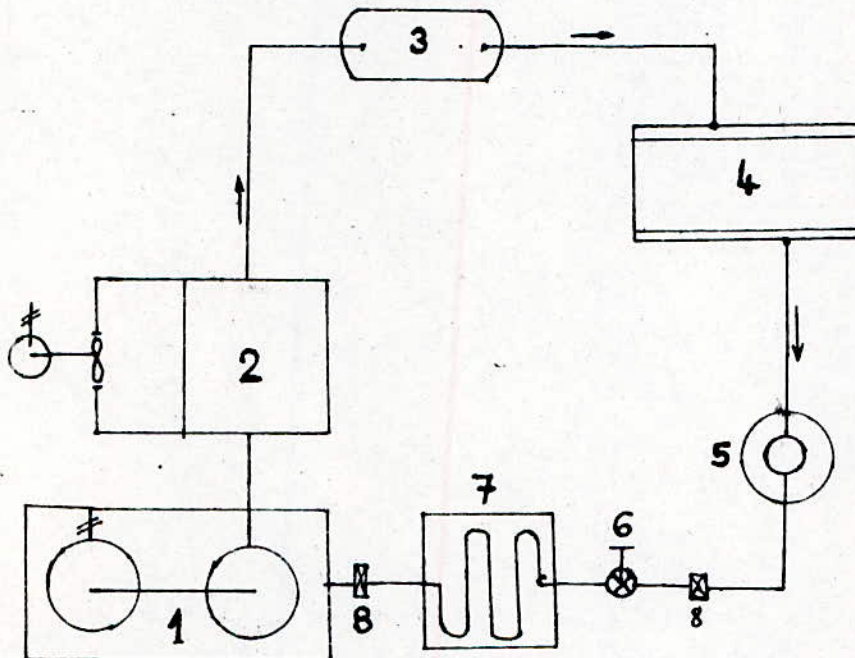
HIGH _____ 2 kW

L'alimentation électrique est obtenue à partir d'un disjoncteur 13 A , et d'une prise à l'extrémité du chariot .

3/ DESCRIPTION DU BANC DE REFRIGERATION TD 44 a

3-1. Description.

3-1-1. Schéma de l'installation :



- 1 . Compresseur .
- 2 . Condenseur .
- 3 . Réservoir .
- 4 . Filtre déshydrateur
- 5 . Indicateur hygrométrique
- 6 . Vanne thermostatique de détente
- 7 . Evaporateur
- 8 . Raccords étanches

3-1-2 . Constitution :

Le banc de réfrigération TD 44 a est une unité de refroidissement par air, d'une puissance nominale de 0,5 CV .

Il s'agit d'un moteur-compresseur du type classique, avec comme valeurs nominales 725 Kcal/h à une température d'évaporation de -10°C et 1075 Kcal/h à une température de 0°C .

L'alimentation électrique est monophasée, de fréquence 50 Hz et de tension 220 / 240 V .

Le banc TD 44 a est relié à l'élément TD 49 c au moyen de tuyaux souples et de raccords étanches .

Dans ce qui va suivre, nous ferons une description plus détaillée du banc et nous donnerons le rôle de chacun des éléments qui le constituent .

1-/ Le compresseur :

Le compresseur (pompe aspirante et foulante) aspire des vapeurs froides en provenance de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées .

Le fluide a subi une compression polytropique qui a eu pour effet d'élever la température du fluide refoulé .

2-/ Le condenseur :

Les vapeurs comprimées et à température élevée pénètrent dans le condenseur où, après avoir été désurchauffées jusqu'à la température correspondant à la tension de vapeur saturante des vapeurs refoulées, elles sont condensées à températures constante .

La chaleur de désurchauffe et la chaleur latente de condensation sont enlevées par le fluide de condensation qui est dans notre cas, de l'air .

Si la température de cet air est suffisamment basse, nous pouvons obtenir un sous - refroidissement du fréon .

3-/ Le réservoir (bouteille de liquide)

Il permet de compenser les variations de demande du détendeur et les fuites d'entretien .

Dans certains cas, il doit pouvoir contenir tout le contenu de

l'installation ;

4-/ Le filtre déshydrateur :

Le filtre déshydrateur remplit trois fonctions principales :

a-) Absorber l'humidité résiduelle qui reste dans le circuit ou qui aurait pu être introduite avec le réfrigérant ou avec l'huile .

Cette humidité est la cause de la formation de glace au niveau du détendeur ou du capillaire de même qu'elle contribue à l'augmentation du taux d'acidité .

b-) Neutraliser les acides, dangereux pour l'isolation des moteurs électriques des compresseurs hermétiques et pouvant causer le cuivrage des compresseurs de tous types .

c-) Retenir les particules solides, la limaille, les oxydes de brasage...

C'est pour cette raison que le filtre déshydrateur est monté avec un treillis de filtrage en métal .

5-/ L'indicateur hygrométrique

L'indicateur hygrométrique, généralement placé entre le filtre déshydrateur et le détendeur, contient une substance chimique hygroscopique dont la couleur change en fonction de la teneur en eau du réfrigérant .

Lorsque le réfrigérant liquide a été convenablement déshydraté par le filtre déshydrateur, l'indicateur présente une couleur verte .

Le passage à une teinte verte de plus en plus claire indique une saturation croissante du déshydrateur . Une teinte jaune est l'indication d'une grave saturation en eau . Dans un tel cas, il faut :

a-) Remplacer le filtre déshydrateur ou sa cartouche s'il est du type démontable .

b-) Si le système ne comporte pas de vanne d'isolement, vider le circuit et casser le vide pour l'assécher avant de le recharger.

L'installation une fois asséchée, l'indicateur hygrométrique reprend sa couleur d'origine .

Les indicateurs hygrométriques placés sur la conduite de liquide peuvent encore fournir d'autres renseignements.

Lorsqu'ils sont placés entre le déshydrateur et le détendeur, comme dans notre

cas, la présence de bulles dans le liquide est l'indication d'un problème tel que:

- Insuffisance de réfrigérant.
- Forte perte de pression à travers le filtre (obstruction).
- Perte de pression dans le condenseur .
- Sous- refroidissement insuffisant .

6-/ Vanne thermostatique de détente :

C'est une vanne qui est pré-réglée pour fonctionner avec un gaz R.12 arrivant au compresseur avec une surchauffe de 4 à 5°C . Un élément sensible, en contact intime avec la surface de la sortie du gaz, envoie un signal au diaphragme dans la vanne . Ce signal déclenche l'arrivée de liquide au fur et à mesure que la température du gaz aspiré s'élève et, lorsque le serpentin est rempli, la vanne est fermée et l'arrivée du liquide s'arrête .

7-/ L'évaporateur :

C'est l'élément TD 49 c dont la description à été faite au chapitre précédent.

C'est dans cet évaporateur que le mélange liquide-vapeur détendu se vaporise totalement, par ébullition, à la température correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide, la pression étant maintenue constante pendant toute l'ébullition par aspiration par le compresseur des vapeurs produites.

3.2 / Processus de transformations :

Les processus successifs régissant, au cours d'un cycle, les transformations subies par le fluide R.12 peuvent se résumer ainsi:

- Compresseur: compression polytropique des vapeurs du fluide frigorigène.
- Condenseur:

* Echange de chaleur: dans la zone de désurchauffe, entre deux vapeurs dans le cas du condenseur à air.

* Absorption isobare et isotherme de la chaleur latente de condensation du fluide R.12 dans la zone de condensation .

* Echange de chaleur dans la zone de sous-refroidissement entre l'air et le fluide R.12 .

- Détendeur :

Détente isenthalpique du fluide condensé .

- Evaporateur :

Libération isobare et isotherme de la chaleur latente de vaporisation du mélange liquide-vapeur du fluide R.12 détendu .

4- CONCEPTION ET REALISATION DU GENERATEUR D'EAU CHAUDE

4-1. Prologue :

Pour effectuer les essais de transfert de chaleur nous disposons des échangeurs à éléments lisses TD 49 a et à ailettes TD 49 b . Cependant, nous ne disposons pas du banc d'eau chaude TD 36 sur lequel ces deux éléments doivent être branchés et qui produit l'eau chaude nécessaire aux échanges de chaleur en convection forcée .

A défaut, donc, du banc d'essai TD 36, il est nécessaire de concevoir et de réaliser un générateur d'eau chaude pour effectuer les essais dont nous avons parlé plus haut .

4-2 . Position du problème:

Les problèmes qui se posent pour la conception du générateur d'eau chaude sont le choix du procédé de chauffage et le débit d'eau chaude qu'on doit assurer pour pouvoir relever des mesures satisfaisantes pendant les essais .

A ce sujet, les choix qui seront faits seront basés en grande partie sur les résultats des essais typiques figurant sur la documentation de la soufflante TD 49 .

Le problème aurait été beaucoup moins complexe si nous avions pu obtenir la documentation sur le banc TD 36 . Nous avons, dans ce sens, entamé une correspondance avec DELTALAB mais, malheureusement, aucune réponse ne nous est parvenue .

Nous sommes donc contraints de déterminer la solution avec le peu d'information dont on dispose .

Un autre critère qui nous a guidé dans le choix de la solution et qui ne doit pas être négligé, c'est le facteur économique . Dans ce sens nous avons essayé de récupérer le maximum d'éléments sur le matériel réformé afin d'éviter des achats qui constitueraient alors certainement des dépenses inutiles .

4-3 . Choix de la solution

Les essais typiques sont effectués avec un débit de 265 ml / s .

La température de l'eau chaude doit-être supérieure à 55°C .

La chaleur nécessaire pour élever la température de l'eau d'une valeur Δt est donnée par:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta t$$

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta t$$

\dot{Q} = est l'apport de chaleur .

\dot{m} est le débit d'eau à chauffer.

C_p : chaleur spécifique de l'eau à pression constante.

Δt : élévation de la température de l'eau.

avec $m = 265 \text{ g/s}$ et $C_p = 4,19 \text{ J/g} \cdot ^\circ\text{K}$

les valeurs de \dot{Q} ^{sort} groupées dans le tableau suivant pour différents gradients de température:

Δt	Q Cal / s	Q (W)
5	1325	5 545
10	2550	1 110
15	3975	1 6 640
20	5300	2 2 186
25	6625	2 7 732
30	7950	3 3 279
40	10600	4 4 361
50	13 250	5 5 451
60	15 900	6 6 557

D'après ce tableau, on voit bien que la puissance de chauffe est assez élevée. Dans notre cas, Δt peut varier de 20°C approximativement en été à 60°C (à peu près) en hiver . Pour $\Delta t = 60^\circ\text{C}$, la puissance de chauffe est supérieur à 66 kW.

à une réalisation

Au début nous avons pensé ^{avec} résistances immergées mais ceci s'est avéré impossible, vu que l'on ne dispose pas d'une telle puissance au laboratoire . Les ressources énergétiques du laboratoire ont donc éliminé la conception avec chauffage électrique .

La solution qui reste alors à envisager est celle du chauffage à gaz, à cause de la disponibilité du gaz de ville dans le laboratoire, et de la puissance relativement élevée que l'on pourra obtenir .

Cette solution permet aussi deux éventualités:

- Utilisation d'un chauffe-eau: cette solution est plausible car un chauffe-eau peut nous produire la puissance voulue avec le débit d'eau nécessaire .

Ce sont les difficultés d'achat et l'indisponibilité sur le marché de ce type d'appareil qui nous ont contraint à abandonner cette solution .

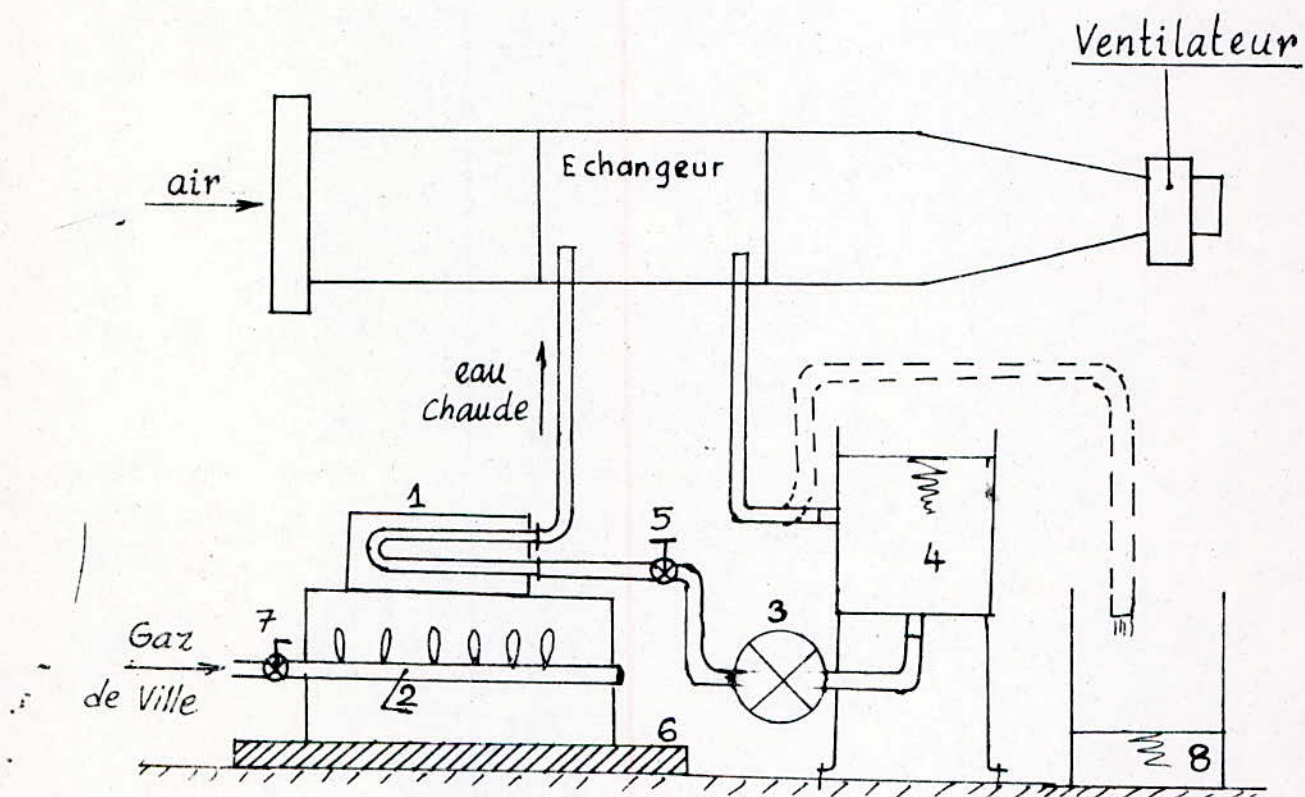
- Utilisation d'un autre type d'appareil :

Nous avons pensé à réaliser un serpentín en tubes de cuivre, et un brûleur à gaz qui permettra de chauffer l'eau en circulation dans ce serpentín . Il se fait que ce serpentín se trouve sur un vieux climatiseur réformé . Il a suffi donc de le récupérer .

C'est cette solution que nous avons retenu et les expériences préliminaires nous ont montré que les conditions de débit et de puissance sont satisfaites .

4-4. Description du générateur d'eau chaude :

4-4-1. Schéma de fonctionnement :



- 1- Serpentin .
- 2- Brûleurs .
- 3- Pompe .
- 4- Réservoir d'eau .
- 5- Vanne de réglage .
- 6- Socle en bois .
- 7- Robinet à gaz .
- 8- Réservoir utilisé lors de la mesure du débit .

4-4-2. Description et fonction des différents éléments constitutifs :

1. Serpentin :

Récupéré sur un climatiseur réformé, il est constitué par un serpentin en cuivre sur lequel sont placées des ailettes en aluminium . Les ailettes permettent d'augmenter l'efficacité du transfert de chaleur . Les sections de sortie et d'entrée étaient à l'origine réduites, pour cela une légère transformation s'était avérée indispensable: On a coupé les parties réduites et on les a remplacées par deux tubes de cuivre de 12 mm de diamètre extérieur, 9 mm de diamètre intérieur, 145 mm de longueur . Ces deux tubes sont fixés au serpentin par soudure à l'étain .

2. Les brûleurs :(Fig - 2 -)

On a conçu deux brûleurs au lieu d'un seul, et ce, dans le but d'augmenter la puissance de chauffe . Chaque brûleur consiste en un tube d'acier de diamètre intérieur de 12 mm et d'un diamètre extérieur de 15 mm, et d'une longueur de 700 mm .

Un bouchon en acier est monté forcé à l'extrémité de chaque tube . Pour assurer l'étanchéité absolue, Une brasure a été effectuée. Elle recouvre le bouchon et l'extrémité du tube pour leur donner leur fonction de brûleur, les 2 tubes percés chacun sur 2 rangées de trous de 1 mm de diamètre, dans le sens de la longueur .

Notons que le diamètre de ces trous est normalisé et vaut dans le cas du gaz de ville 1 mm .

Les 2 rangées de 24 trous chacune sont espacées de 6 mm et 2 trous consécutifs sur la même rangée sont situés à 25 mm l'un de l'autre .

3. La pompe

C'est une pompe centrifuge du type GUINARD alimentée en triphasé, 380 V , 0,35 A .

Elle permet de vaincre les pertes de charge dans l'installation et d'imprimer au liquide chaud la vitesse voulue, donc le débit voulu .

Le débit moyen de la pompe, mesuré à hauteur vide, est de 375 ml/ s soit 22,5 l/min .

La puissance nominale est de $\frac{1}{6}$ CV à une vitesse de rotation égale à 2850 tours par minute .

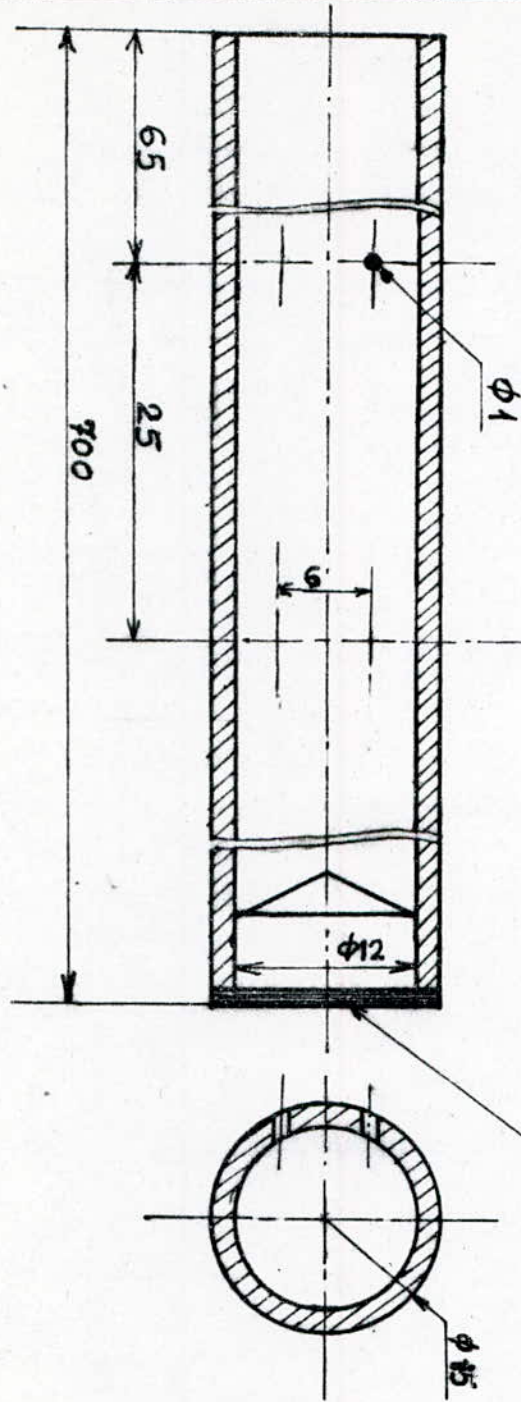


Fig-2-

E COLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		BRULEUR	ENPA Dép. MECANIQUE
2				
Etudiant	Aliouane			
Nombre	2	20487		

4. Le réservoir d'eau: (Fig - 3 -)

Il est construit à partir d'une tôle d'acier de 1,5 mm d'épaisseur, soudée au chalumeau . Sur le côté et sur le fond sont fixés par brasure deux petits tubes d'acier de diamètre intérieur 10 mm, sur lesquels viendront se fixer les tuyaux souples qui permettent la circulation de l'eau dans le circuit .

D'une capacité maximale de 7,85 l, il joue à la fois le rôle de crépine pour la pompe centrifuge (par sa hauteur plus élevée que celle de la pompe) et de débitmètre grâce à la règle graduée qui s'y trouve .

La mesure du débit consiste, après s'être assuré que nous sommes en régime établi, de débrancher le tuyaux souple à l'entrée du reservoir, de laisser s'écouler dans n'importe quel vase un volume d'eau V bien déterminé (graduation du reservoir d'eau) et de mesurer le temps t pour lequel ce même volume V s'est écoulé .

Le débit moyen est alors donné par :

$$\dot{m} = V / \Delta t$$

V en ml , Δt en s , et \dot{m} en ml / s

5. Vanne de réglage du débit :

C'est une vanne montée à la sortie de la pompe .

Elle permet d'augmenter ou de diminuer le débit

Elle permet aussi d'éviter que le réservoir ne se décharge sur le sol une fois les connections sur l'échangeur sont branchées . Donc avant de débrancher, il faut toujours fermer cette vanne .

6. Socle en bois :

Il permet d'avoir un système de chauffage rigide et compact .

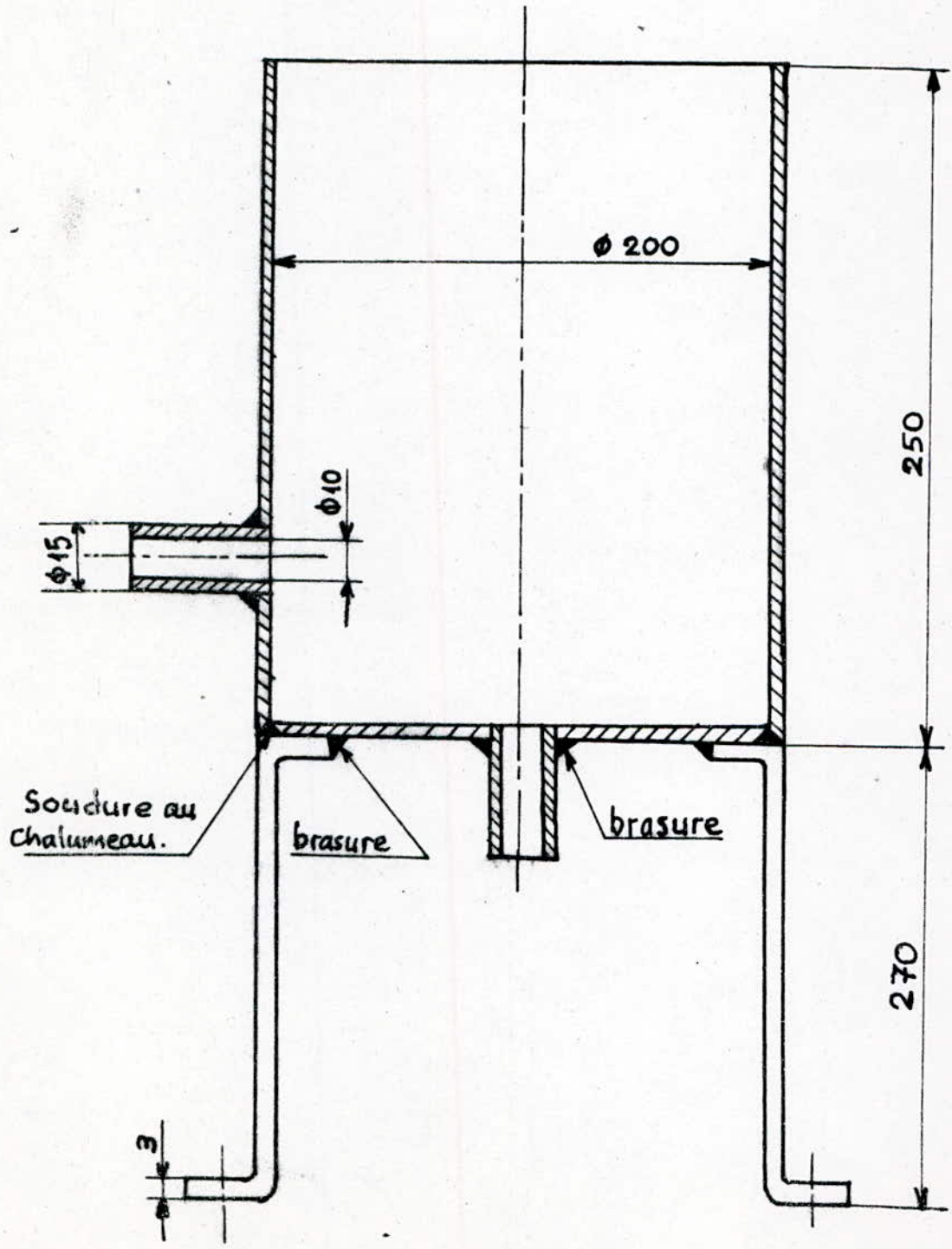
En effet, c'est sur ce socle que viennent se fixer deux tôles percées pour recevoir les brûleurs et sur lesquelles est fixé le serpentin .

7. Robinets à gaz :

Au nombre de deux, un pour chaque brûleur, ils permettent d'obtenir un réglage de flamme indépendant pour chacun des deux brûleurs et arrêter la combustion le cas échéant .

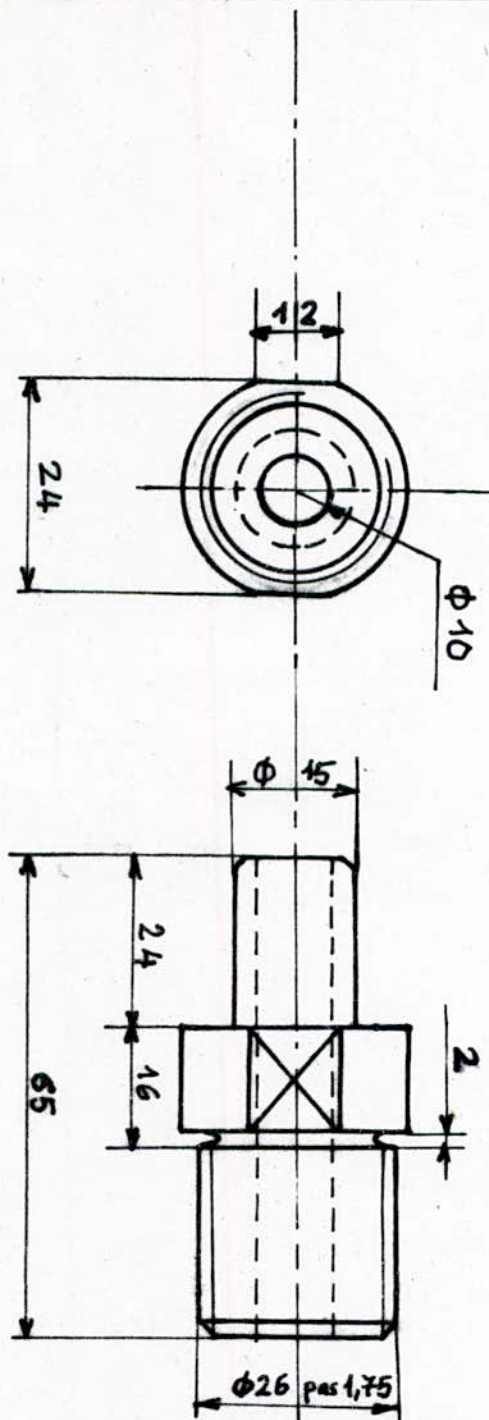
8. Quatre réducteurs ont été réalisés. Deux en laiton pour adapter

Fig.3- Le réservoir d'eau.



la section de sortie de la pompe au diamètre intérieur des flexibles et deux en bronze pour réaliser les deux joints étanches nécessaires pour le branchement des échangeurs . (voir Fig - 4 et 5 -) .

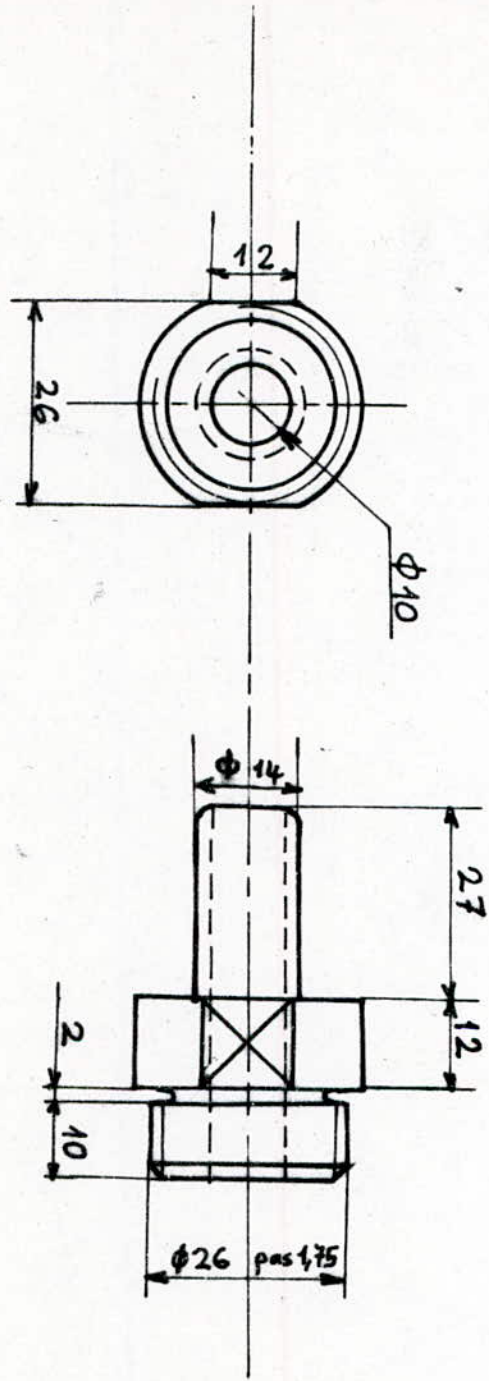
Fig-4-



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		REDUCTEUR	ENPA
1				
Etudiant	Aliouane		Bronze	Dép.MECANIQUE
Nombre	2	19.5.27		

Fig-5-



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse		REDUCTEUR	ENPA Dép.MECANIQUE.
1				
Etudiant	Aliouane		Laiton	
Nombre	2	19.5.97		

5 - PARTIE EXPERIMENTALE

5-1; Etalonnage de l'orifice d'entrée:

A- Pour la mesure du débit d'air dans une canalisation de section rectangulaire à l'aide d'une sonde de Pitot, il faut mesurer la vitesse en un nombre déterminé de points repartis dans une section droite selon une configuration bien spécifiée .

Les normes British Standard 848, première partie, 1963, intitulée " Methodes d'essai des performances des ventilateurs " imposent cette configuration comme suit:

On divise la section en un nombre de parties d'égales-section en traçant des parallèles aux parois de la canalisation, de telle façon que chaque partie ainsi obtenue soit géométriquement similaire à la section totale de la canalisation . (Fig - 6 -)

Il est à noter que les spécifications de la British Standard imposent un plus grand nombre de points pour les canalisations de plus grande section.

+	+	+	+
+	+	+	+
+	+	+	+
+	+	+	+

Fig -6- Prises de pression dans une section rectangulaire

Le nombre de divisions doit dépendre en premier lieu de la nature de la distribution des vitesses .

En général, le nombre de parties ainsi obtenues doit être supérieur à 16 et l'aire de chaque partie ne doit pas excéder 36 in² soit 91,44 cm².

Sur cette base, les conduites dont l'aire excède 4 Ft² (soit 1,4864 m²) doivent être divisées en plus de 16 parties de même pour les conduites de faible section si toutefois la distribution des vitesses est très irrégulière

L'objectif qu'on se donne est d'obtenir une mesure raisonnable de la vitesse moyenne dans chaque partie .

Pour les divisions situées au milieu de la section de la canalisation, une seule

mesure effectuée au centre de chaque division suffit en général .

Pour les divisions situées aux extrémités, il est parfois nécessaire de prendre plusieurs mesures pour chaque division .

Les normes British Standard recommandent de prendre 5 lectures pour les divisions situées aux coins (aux angles droits) et 3 lectures pour les divisions adjacentes aux parois .

Dans notre cas la section de la canalisation a une aire de $0,045 \text{ m}^2$ et le nombre de divisions peut-être égal à 16 .

Une seule mesure effectuée au centre de chaque partie est suffisante pour obtenir une vitesse moyenne satisfaisante .

Cette procédure est utilisée pour obtenir une vitesse moyenne précise dans la canalisation . Cependant il est possible d'établir une corrélation entre les données obtenues de cette façon et la chute de pression dans la section d'entrée de la canalisation .

On peut utiliser une seule détermination de la chute de pression dans la section d'entrée pour obtenir des valeurs du débit d'air, en connaissant le coefficient d'étalonnage pour l'entrée . Des facteurs de correction doivent-être introduits pour tenir compte des variations de la température donc de la densité de l'air. Pour la pression dynamique, le coefficient d'étalonnage est basé sur l'expression générale suivante:

$$p = K \cdot \frac{V^2}{2} \quad (1)$$

B- La procédure d'étalonnage de l'entrée est la suivante:

a) Considérons le tube de Pitot :

Si P_v est la pression dynamique locale et V la vitesse locale, alors

$$v = C \cdot \sqrt{\frac{2 P_v}{\rho}} \quad (2)$$

Où ρ est la densité de l'air au point de mesure et C le coefficient d'étalonnage du tube ;

Le tube de Pitot avec lequel on travaille est muni d'un bec éllipsoïdal pour lequel $C = 1,0$

Pour un angle allant jusqu'à $12,50^\circ$ de l'axe du tube par rapport à la direction de l'écoulement les lectures des pressions différentielles ne varient pas de 0,5% par rapport aux valeurs réelles.

Les lectures de pression statique ne varient pas de plus de 0,5% par rapport

aux valeurs réelles pour des inclinaisons allant jusqu'à 6°.
La vitesse moyenne \bar{V} le long de la canalisation pour les 16 lectures effectuées est donnée par:

$$\bar{V} = \sqrt{\frac{1}{16} \cdot \frac{2}{\rho} (P_{V1} + P_{V2} + \dots + P_{V16})} \quad (3)$$

b) Pour l'entrée :

La vitesse moyenne de l'écoulement est liée à la pression statique à l'entrée de la canalisation par la formule d'étalonnage:

$$\bar{V} = K \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_s}{\rho}} \quad (4)$$

\bar{V} = Vitesse moyenne de l'écoulement d'air.

K = Facteur d'étalonnage .

ΔP_s = Chute de pression statique à l'entrée de la canalisation .

ρ = Est la densité de l'air.

La valeur de ρ est 1,2 Kg/m³ à 20°C et à 1013 mbar. Les valeurs de ρ à d'autres températures sont lues sur les tables en annexe.

C- Détermination expérimentale du facteur K d'étalonnage :

Le tube de Pitot est utilisé au poste de mesure le plus proche de l'aspiration du ventilateur centrifuge . La variation du débit d'air est obtenue à l'aide de la plaque coulissante qui se trouve à la sortie du ventilateur. Les 16 points de mesure sont déterminés et leurs positions exactes dans la section de la canalisation sont connues . (Fig -6-)

La température ambiante était de 14°C et le facteur d'inclinaison du manomètre différentiel est 0,05.

1- / OUVERTURE MAXIMALE

La pression statique à l'entrée relevée sur le manomètre différentiel

$$\text{est: } \Delta P_{s1} = 24 \text{ Pa}$$

Les pressions différentielles relevées à l'aide de la sonde de Pitot figurent sur le tableau suivant:

$\frac{0,39}{19,5}$	$\frac{0,49}{24,5}$	$\frac{0,47}{23,5}$	$\frac{0,38}{19}$
$\frac{0,45}{22,5}$	$\frac{0,52}{26}$	$\frac{0,51}{25,5}$	$\frac{0,45}{22,5}$
$\frac{0,45}{22,5}$	$\frac{0,52}{26}$	$\frac{0,52}{26}$	$\frac{0,44}{22}$
$\frac{0,38}{19}$	$\frac{0,49}{24,5}$	$\frac{0,51}{25,5}$	$\frac{0,40}{20}$

$$\bar{P} = \frac{Pv_1 + Pv_2 + \dots + Pv_{16}}{16}$$

$$\bar{P}_1 = 23,09 \text{ Pa}$$

Le tableau ci-dessus reflète la division de la section de la canalisation.

Dans chaque case figurent, en haut, le nombre de graduations lues sur le manomètre différentiel et en bas, la pression correspondante en Pa.

La chute de pression statique correspond à la vitesse :

$$\bar{V}^* = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_s}{\rho}}$$

A 14°C la densité de l'air est $\rho = 1,233 \text{ Kg / m}^3$

Donc

$$\bar{V}_1^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 24}{1,233}} = 6,24 \text{ m/s}$$

En appliquant la formule (2); on aura :

$$\bar{V}_1 = \sqrt{2 \cdot \frac{\bar{P}}{\rho}}$$

$$\overline{V}_1 = 2 \sqrt{\frac{23,09}{1,233}} = 6,12 \text{ m/s}$$

Le facteur d'étalonnage est d'après (4) :

$$K_1 = \frac{\overline{V}_1}{V_1^*} = \frac{6,12}{6,24} = 0,981$$

2-/ OUVERTURE 82 mm:

La pression statique relevée sur le manomètre différentiel est

$$\Delta P_{s2} = 18,5 \text{ Pa}$$

Les pressions différentielles relevées à l'aide de la soude de Pitot sont :

$\frac{0,3}{15}$	$\frac{0,38}{19}$	$\frac{0,38}{19}$	$\frac{0,3}{15}$
$\frac{0,3}{15}$	$\frac{0,4}{20}$	$\frac{0,41}{20,5}$	$\frac{0,34}{17}$
$\frac{0,32}{16}$	$\frac{0,41}{20,5}$	$\frac{0,41}{20,5}$	$\frac{0,34}{17}$
$\frac{0,3}{15}$	$\frac{0,38}{19}$	$\frac{0,4}{20}$	$\frac{0,3}{15}$

La pression moyenne est :

$$\overline{P}_2 = 17,72 \text{ Pa.}$$

Les vitesses sont :

$$\overline{V}_2 = 5,36 \text{ m/s.}$$

$$\overline{V}_2^* = 5,84 \text{ m/s.}$$

Le coefficient d'étalonnage est :

$$K_2 = 0,978$$

3-/ OUVERTURE 67 mm

La pression statique relevée sur le manomètre différentiel

$$\Delta P_{S3} = 12,5 \text{ Pa}$$

Les pressions différentielles relevées à l'aide du tube de Pitot sont sur le tableau suivant :

$\frac{0,21}{10,5}$	$\frac{0,24}{12}$	$\frac{0,25}{12,5}$	$\frac{0,19}{9,5}$
$\frac{0,21}{10,5}$	$\frac{0,27}{13,5}$	$\frac{0,27}{13,5}$	$\frac{0,22}{11}$
$\frac{0,22}{11}$	$\frac{0,28}{14}$	$\frac{0,28}{14}$	$\frac{0,22}{11}$
$\frac{0,2}{10}$	$\frac{0,24}{12}$	$\frac{0,28}{13}$	$\frac{0,2}{10}$

La pression moyenne est :

$$\overline{P_3} = 11,75 \text{ Pa}$$

On a les vitesses :

$$\overline{v_3} = \sqrt{2 \cdot \frac{\overline{P_3}}{\rho}} = 4,36 \text{ m/s}$$

$$\overline{v_3^*} = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P_{S3}}{\rho}} = 4,50 \text{ m/s}$$

Le facteur d'étalonnage est alors :

$$K_3 = \frac{\overline{v_3}}{\overline{v_3^*}} = \frac{4,36}{4,50} = 0,969.$$

4-/ OUVERTURE 50 mm

La variation de pression statique lue sur le manomètre différentiel est :

$$\Delta P_{S3} = 7,5 \text{ Pa}$$

Les pressions différentielles lues à l'aide de la sonde de Pitot sont :

$\frac{0,12}{6}$	$\frac{0,14}{7}$	$\frac{0,14}{7}$	$\frac{0,11}{5,5}$
$\frac{0,13}{6,5}$	$\frac{0,15}{7,5}$	$\frac{0,16}{8}$	$\frac{0,13}{6,5}$
$\frac{0,12}{6}$	$\frac{0,16}{8}$	$\frac{0,16}{8}$	$\frac{0,13}{6,5}$
$\frac{0,12}{6}$	$\frac{0,14}{7}$	$\frac{0,14}{7}$	$\frac{0,12}{6}$

La pression moyenne est :

$$\overline{P}_4 = 6,78$$

Les vitesses correspondantes sont :

$$\overline{V}_4 = 3,32 \text{ m/s.}$$

$$\overline{V}_4^* = 3,49 \text{ m/s.}$$

Le facteur d'étalonnage est :

$$K_4 = 0,951$$

Pour la canalisation on prendra comme facteur d'étalonnage moyen indépendant de l'ouverture de la plaque coulissante, la moyenne des quatre valeurs de K trouvées précédemment

$$K = K_{\text{moy}} = \frac{K_1 + K_2 + K_3 + K_4}{4} = \frac{0,981 + 0,978 + 0,969 + 0,951}{4}$$

$$K = 0,970$$

- Courbe d'étalonnage (voir Fig - 7 -)

On remarque que le coefficient d'étalonnage augmente lorsque le débit augmente. Mais dans la suite de notre travail, ce sera le coefficient moyen $K = 0,970$ qui sera utilisé pour déterminer la vitesse de l'écoulement à partir d'une seule lecture de la pression statique à l'entrée de la canalisation.

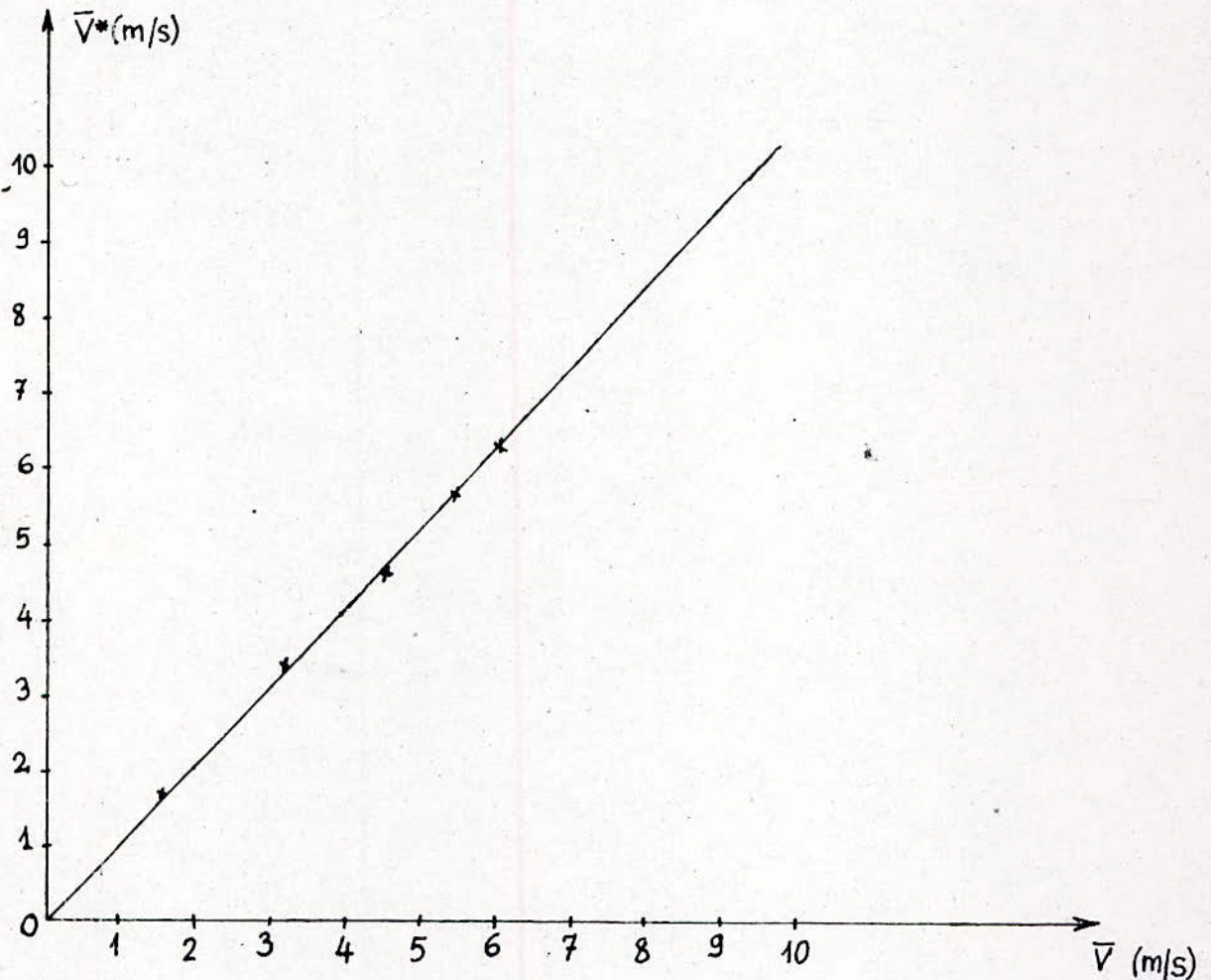


fig.7. Courbe d'étalonnage de l'orifice d'entrée de la canalisation.

5-2. Obtention et tracé de la caractéristique des deux ventilateurs centrifuge et axial

5-2-1. Mesure des différentes pressions

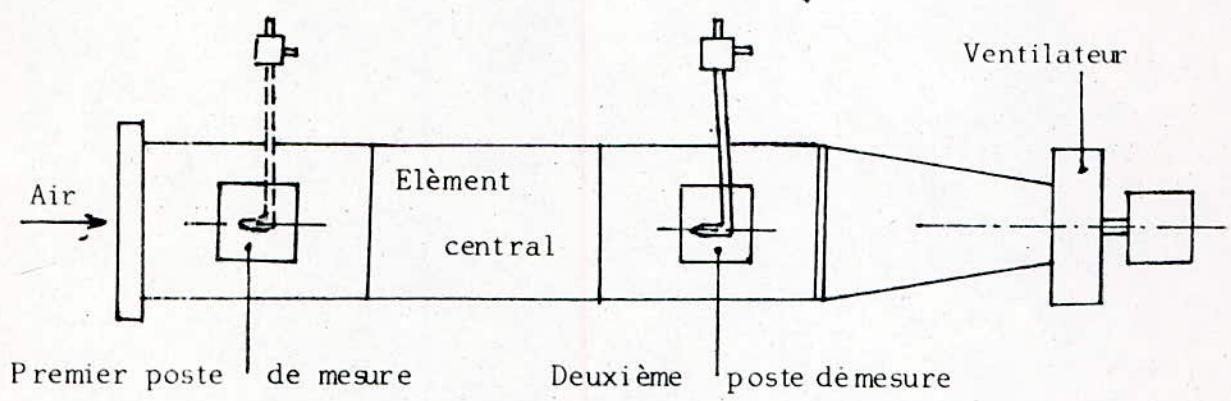


Fig- 8 - Situation des 2 postes de mesure de la pression différentielle sur la soufflante TD 49 .

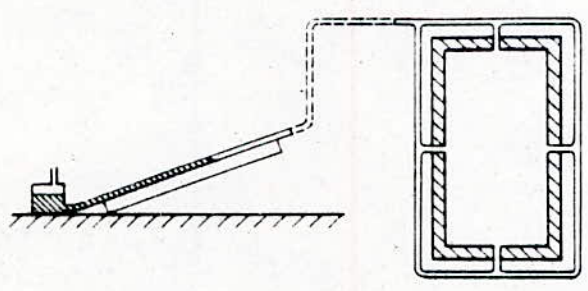


Fig - 9 - Mesure de la pression statique à l'entrée de la canalisation

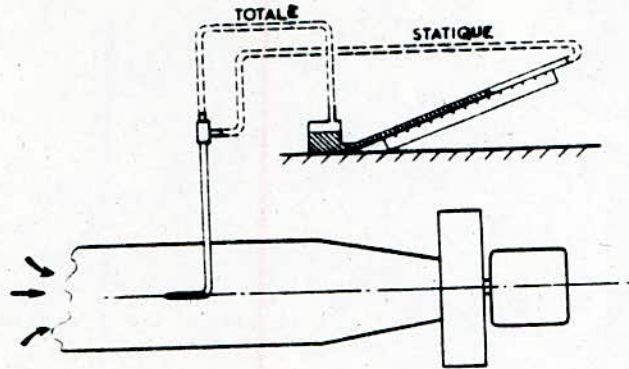


Fig - 10 - Mesure de la pression différentielle
à l'aide de la sonde de Pitot

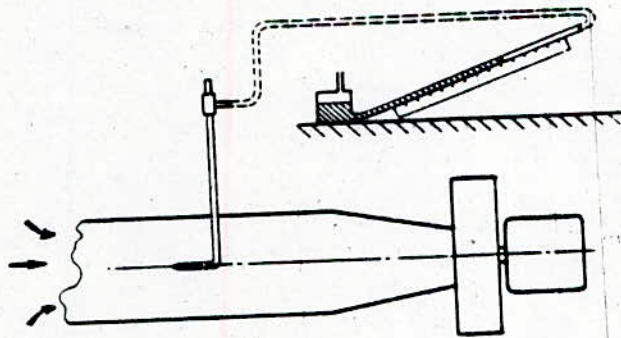


Fig- 11- Mesure de la pression statique
à l'aide de la sonde de Pitot

5-2-2. But et principe de la mesure.

Le but des essais que nous allons effectuer sera d'obtenir la caractéristique hauteur-débit pour chaque type de ventilateur .

Dans notre cas, cette hauteur représente la surpression produite par chacun des 2 ventilateurs. Cette surpression est égale à la variation de la pression totale entre l'entrée et la sortie du ventilateur. On aura alors:

- à l'entrée du ventilateur:

$$P_{tot1} = P_{atm} + P_{tot}$$

P_{tot} , mesurée au deuxième poste de mesure (Fig - 8 -) est une pression différentielle .

- à la sortie du ventilateur:

$$P_{tot2} = P_{atm} + P_d.$$

d'où la surpression produite par le ventilateur :

$$P_{tot} = P_{tot2} - P_{tot1}$$

$$P_{tot} = (P_{atm} + P_d) - (P_{atm} + P_{tot})$$

$$P_{tot} = P_d - P_{tot}$$

Remarque: Si l'on dispose de moyens pour la mesure de P_{tot} , il en est tout à fait autrement avec P_d .

En effet, ne disposant pas de moyens pour mesurer P_d , on est obligé de la calculer .

La procédure de calcul de P_d se trouvera au paragraphe 5-2-3. qui va suivre.

5-2-3. Tracé de la caractéristique du ventilateur centrifuge .

La température ambiante était de 14°C . Le facteur d'inclinaison du manomètre était de 0,05 .La variation du débit est obtenue grâce à la plaque coulissante située sur l'orifice de sortie du ventilateur .

Pour chaque ouverture de la sortie, on mesure la pression statique à l'entrée de la canalisation . Ceci nous permet, grâce à la formule d'étalonnage, de calculer la vitesse moyenne de l'air dans la canalisation :

$$V = K \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}}$$

K est le facteur d'étalonnage et vaut dans notre cas 0,97 D (voir

En utilisant l'équation de continuité,

$$Q_v = V \cdot S \quad (1)$$

On obtient le débit d'air pour chaque ouverture de l'orifice de sortie du ventilateur .

La plaque coulissante étant graduée, il est facile de déterminer l'aire de la section de sortie du ventilateur .

En appliquant l'équation de continuité :

$$Q_v = V' \cdot S' \quad (2)$$

où V' = vitesse de refoulement du ventilateur centrifuge .

S' = section de sortie .

Il nous est facile de déterminer la vitesse V' , puisque Q_v et S' sont connus.

Il s'ensuit que :

$$V' = \frac{Q_v}{S'}$$

La pression dynamique à la sortie est alors obtenue à l'aide de la formule:

$$P_d = \frac{V'^2}{2}$$

Le débit-masse est donné par la formule :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v$$

Il s'ensuit que la vitesse est sera donnée par:

$$V' = \frac{Q_v}{S'} = \frac{Q_m}{\rho \cdot S'}$$

Et la pression dynamique est :

$$P_d = \frac{Q_m^2}{2 \cdot \rho \cdot S'^2}$$

Les valeurs des différents paramètres figurent dans les tableaux 1 et 2 qui suivent:

Tableau - 1 -

Ouverture	ΔP_s (Pa)	V (m / s)	Qv (m ³ /s)	
88 x 100	24,5	6,15	0,277	996,3
88 x 90	21,5	5,75	0,259	931,5
88 x 80	17,5	5,19	0,234	840,8
88 x 70	13,5	4,56	0,205	738,7
88 x 60	10,5	4,02	0,181	651,2
88 x 55	9	3,72	0,167	602,6
88 x 50	7,5	3,4	0,153	550,8
88 x 48	7	3,28	0,148	531,4
88 x 45	6	3,04	0,137	492,5
88 x 40	4,5	2,63	0,118	426,1
88 x 35	3,5	2,32	0,104	375,8
88 x 30	2,5	1,96	0,088	317,5

Remarque :

En remplaçant dans les formules précédentes ρ par sa valeur $\rho = 1,223 \text{ Kg} / \text{m}^3$ et S par $0,045 \text{ m}^2$ on obtient

Les formules simples suivantes :

$$v = \sqrt{1,539 \times \Delta P_s}$$

$$Qv = 0,045 V \quad (\text{m}^3 / \text{s})$$

$$Qv = 162 V \quad (\text{m}^3 / \text{s})$$

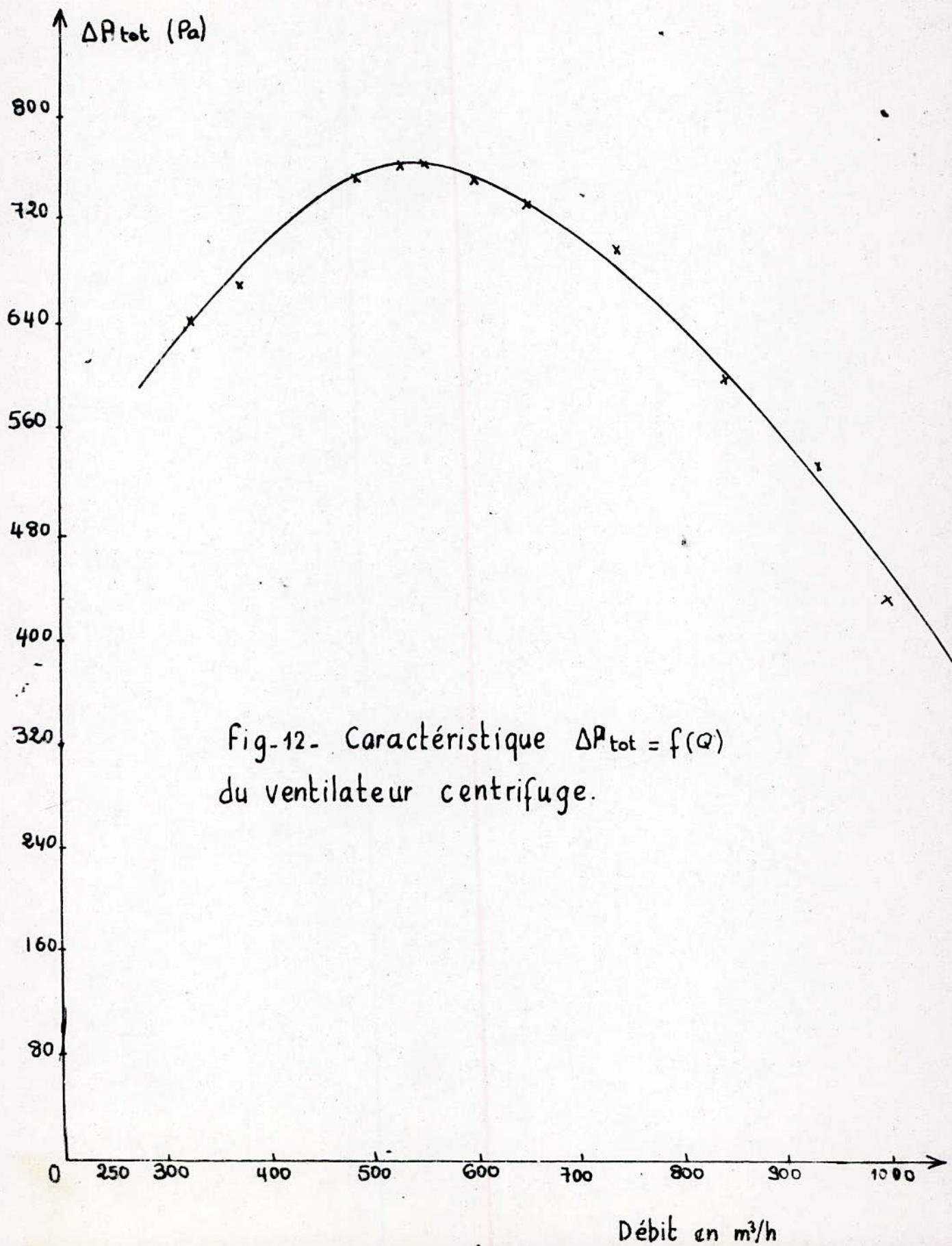
-Tableau-2 -

Qv (m ³ /h)	Qm (Kg/s)	Pd (Pa)	Ptot (Pa)	Ptot (Pa)
996,3	0,339	397,33	-33	430,66
931,5	0,317	511,45	-29,5	540,95
840,8	0,286	577,19	-24,5	601,69
738,7	0,251	678,73	-19,5	698,23
651,2	0,221	716,20	-15,5	731,70
602,6	0,204	726,25	-13	739,25
550,8	0,187	738,4	-11	749,40
531,4	0,181	750,63	-10	760,63
492,5	0,167	727,04	-9	736,04
426,1	0,144	733,16	-7	740,46
375,8	0,127	665,06	-5	660,06
317,5	0,107	636,54	-4	640,54

Interprétation:

On remarque que l'allure de la courbe caractéristique $\Delta P_{tot} = f(Q)$ est parabolique. Ceci concorde bien avec la théorie qui prévoit une telle allure.

Cette courbe atteint son maximum pour $Q_v = 550 \text{ m}^3 / \text{h}$ qui correspond à une surpression maximale fournie par le ventilateur égale à 760 Pa. (voir fig -19).



5-2-4 . Tracé de la caractéristique du ventilateur axial :

La température ambiante était de 14°C donc la valeur de la densité de l'air est $\rho = 1,223$.

Le facteur d'inclinaison du manomètre différentiel est $f = 0,1$. Le débit est varié à l'aide des obstacles à l'écoulement placés à l'entrée de la canalisation juste après la prise de pression statique .

Les formules de calcul sont les mêmes que celles utilisées pour le ventilateur centrifuge .

On aura donc :

$$V = 1,539 \quad (m / s)$$

$$Q_v = 0,045 \quad V \cdot \quad (m^3 / s)$$

$$Q_m = 1,223 \cdot Q_v \quad (Kg / s)$$

et

$$P_d = \frac{Q_m^2}{2 \rho \cdot A_o^2} \quad , \quad A_o = \text{section de sortie du ventilateur.}$$

Notons que pour le ventilateur axial A_o est constante et a pour valeur :

$$A_o = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4}$$

avec $d_o = 24,2 \text{ cm}$ on trouve : $A_o = 460 \text{ cm}^2$

$$\text{d'où} \quad P_d = \frac{Q_m^2}{52 \cdot 10^{-4}}$$

Les résultats des expériences et ceux des calculs figurent sur les tableaux 3 et 4 .

Tableau 3. Résultats expérimentaux :

Limitation de l'entrée	Ps (Pa)	Psta (Pa)	Ptot (Pa)
Sans limitation	60	- 65	- 5
Grillage 2 mm	31	- 157	- 130
Grillage fin	26	- 157	- 134
Nid d'abeille en plastique	57	- 74	- 13
Nid d'abeille + grillage fin	24	- 157	- 134
Nid d'abeille + filtre en toile	2	- 225	- 225
Filtre en toile	2	- 225	- 224

Psta est la pression statique relevée à l'aide du tube de Pitot placé au poste de mesure le plus proche du ventilateur, c'est à dire au deuxième poste de la figure - 8 -

Le signe moins (-) devant les pressions statique et totale est dû au fait que l'on a mesuré des dépressions .

Tableau - 4 - Résultats des calculs .

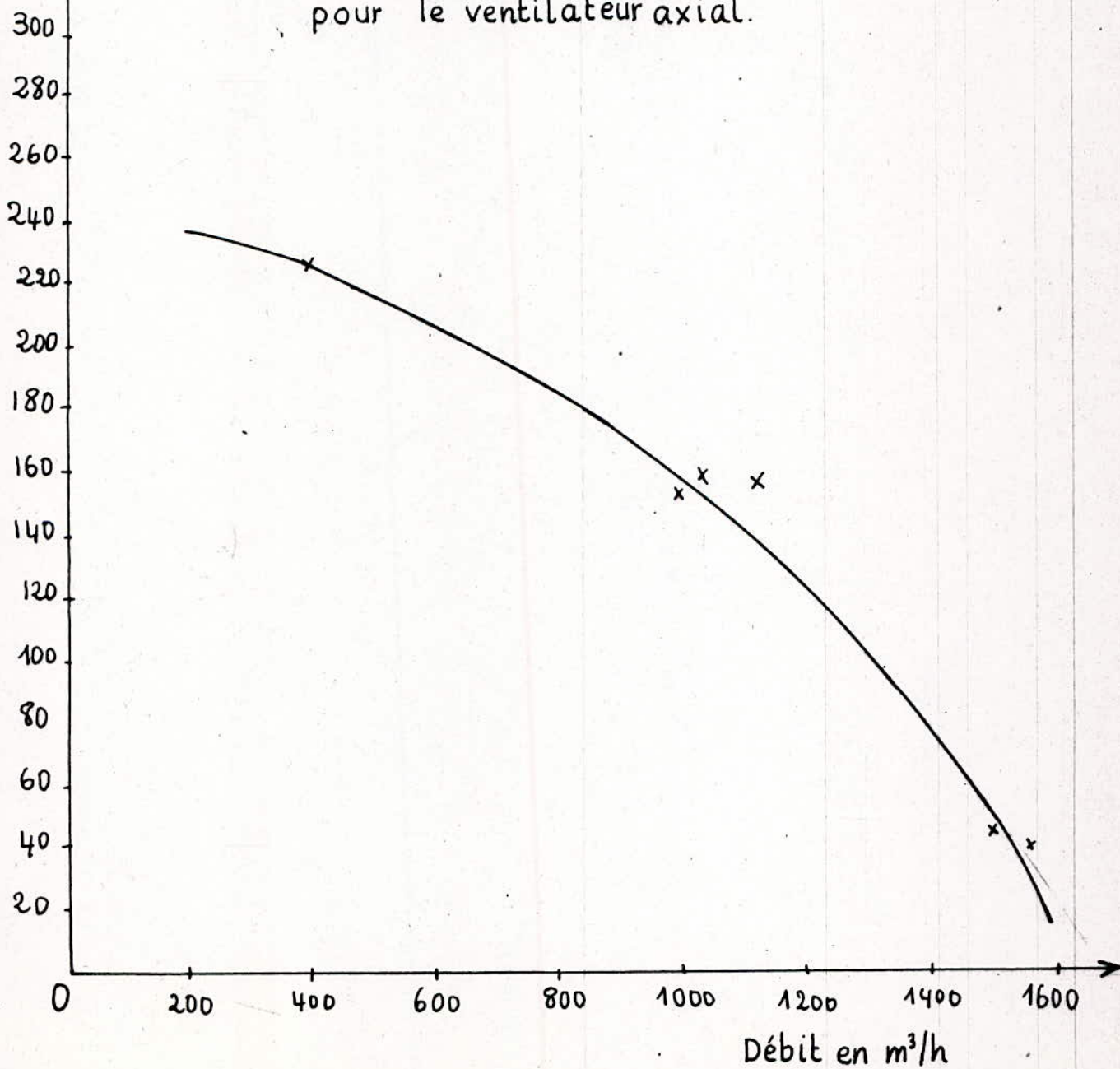
P_s (Pa)	2	24	26	31	57	60
V (m/s)	1,76	6,08	6,33	6,91	9,36	9,62
Q_v (m ³ /s)	0,079	0,274	0,285	0,311	0,422	0,433
Q_v (m ³ / s)	284,4	985	1026	1119,6	1519,2	1558,44
Q_m (Kg/s)	0,097	0,335	0,348	0,380	0,516	0,529
P_d (Pa)	1,82	21,68	23,39	27,90	51,44	54,07
P_{tot} (Pa)	225,82	155,68	157,39	157,90	64,44	59,07

Interprétation :

La caractéristique du ventilateur axial (Fig - 13 -) obtenue en faisant varier le débit à l'aide des obstacles à l'écoulement, a été tracée avec un nombre de points limité . Ceci est dû au fait que l'on ne dispose pas d'un système de réglage progressif du débit et que le nombre d'obstacles est limité d'autant plus que dans plusieurs cas on obtient les mêmes résultats pour des obstacles différents .

ΔP_{tot} (Pa)

fig-13- Caractéristique $\Delta P_{tot} = f(Q)$
pour le ventilateur axial.



5-3. Essais de climatisation:

5-3-1. Rappels théoriques:

1. Définition du conditionnement de l'air :

Le conditionnement de l'air est le procédé qui en juxtaposant des opérations élémentaires de traitement de l'air atmosphérique, permet de maintenir les caractéristiques physiques et chimiques de l'air d'une enceinte dans des limites de température, d'humidité relative et de pureté désirées .

Pour être donc classée " installation de conditionnement de l'air " une installation de traitement de l'air doit comporter le contrôle des paramètres précédemment cités .

Une telle installation doit donc comporter:

- Une installation de refroidissement .
- Une installation de chauffage .
- Une installation d'humidification (ou de déshumidification) .
- Une installation de dépoussiérage et de filtration .

Les caractéristiques de l'air ainsi contrôlées sont donc :

- La température .
- L'humidité relative .
- Le mouvement de l'air .
- La composition de l'air (teneur en poussières et en bactéries) .

La soufflante TD 49 connectée au banc de réfrigération TD 44 a constitué un équipement de conditionnement d'air puisque elle permet le contrôle de la plupart des paramètres cités ci-dessus . Il lui manque seulement une installation de dépoussiérage et de filtration afin de contrôler la composition de l'air .

2- Classification des fonctions du conditionnement d'air:

D'une saison à l'autre, la température et l'humidité relative de l'air varient . En conséquence, les fonctions accomplies par l'équipement de conditionnement d'air doivent également changer . Elles peuvent-être ainsi réparties:

- Pendant toute l'année :
 - Filtrage - Circulation - Distribution de l'air traité .
- En hiver :
 - Chauffage et humidification.

- En été :

Refroidissement et éventuellement, et assèchement.

Les conditions locales feront utiliser l'un ou l'autre type de conditionnement et ce, même en dehors des fonctionnements traditionnels " hiver " ou " été " (studios d'enregistrement, salles de spectacle, etc ...) .

3 - / GRANDEURS CARACTERISTIQUES DE L'AIR HUMIDE :

a-) Teneur en vapeur d'eau de l'air humide : (x ou w)

L'expérience nous montre que la quantité de vapeur d'eau susceptible d'être contenue dans l'air humide varie avec la température et croît en fonction de celle-ci. Cette quantité ne varie d'ailleurs pas proportionnellement avec la température .

La teneur en vapeur d'eau de l'air humide ou humidité absolue désigne la quantité de vapeur d'eau contenue dans une masse déterminée d'air humide et rapportée généralement au kilogramme d'air sec . Elle est évaluée en grammes par kilogramme d'air sec .

La valeur de la teneur en eau est liée également à la tension de la vapeur d'eau dans le mélange air sec- vapeur d'eau .

b-) L'humidité relative e :

- L'humidité relative de l'air e est définie comme le rapport de la quantité de vapeur d'eau contenue effectivement, à une température déterminée, dans un kilogramme d'air à la quantité la plus grande qu'il pourrait contenir à la même température et à la même pression . Cette quantité maximale est unique et se nomme l'humidité de saturation

on aura donc :

$$e = \frac{\text{Quantité de vapeur d'eau réelle}}{\text{Humidité de saturation}}$$

- Air saturé :

Lorsqu'à une température donnée t, l'air humide contient la masse maximum de vapeur d'eau qu'il peut contenir par kilogramme d'air sec, on dit qu'il y'a saturation ou que l'air est saturé . Dans ces conditions, la tension de la vapeur P_v de l'eau dans l'air a la même valeur que la tension de vapeur saturante P_s de l'eau à la température t .

C- / Température:

La connaissance de la température usuelle réperée avec un thermomètre ne suffit pas à caractériser l'état particulier de l'air humide à l'instant où nous opérons une mesure . En effet, il nous faut définir trois températures caractéristiques de cet état particulier .

Ce sont :

- La température usuelle ou température sèche (t_s) :

C'est la température repérée et lue sur un thermomètre ordinaire agité dans l'air, à l'ombre et à l'abri de tout rayonnement thermique .

- La température humide (t_h) :

C'est la température que nous indiquerait un thermomètre ordinaire dont le bulbe serait recouvert d'une gaze saturée d'eau à la température ambiante et placé dans un flux d'air suffisamment rapide pour ramener sans cesse de l'air sur cette mèche de gaze .

- La température de rosée (t_r) :

C'est la température à laquelle l'air humide, refroidi lentement, arrive à saturation . A cette température, un refroidissement, aussi faible soit-il, provoque l'apparition de brouillard qui se dépose sous forme de rosée sur les objets environnants .

4 - / Les psychromètres:

Un psychromètre est constitué par un ensemble de deux thermomètres, l'un étant un thermomètre ordinaire à mercure par exemple, et appelé thermomètre sec, l'autre étant constitué par un thermomètre identique au précédent mais dont le bulbe est recouvert par une gaze imbibée d'eau et placé dans des conditions de ventilation telles que l'air entourant le bulbe soit constamment renouvelé . Ce sera le thermomètre humide . Ces deux thermomètres placés côte-à-côte nous indiqueront deux températures différentes:

L premier nous indiquera la température sèche t_s et le second la température humide t_h , et nous aurons toujours:

$$t_h \leq t_s .$$

La quantité $\Delta t = t_s - t_h$ s'appelle la différence psychrométrique . Connaissant t_s et Δt , il nous est facile de déterminer l'humidité relative e de l'air en nous reportant soit à un abaque psychrométrique soit à un diagramme psychrométrique .

Pour avoir des résultats corrects, il est nécessaire, lors de l'utilisation de ces appareils de respecter les impératifs suivants:

- Utiliser de l'eau distillée pour humidifier le bulbe^{du} thermomètre humide.
- Utiliser l'eau distillée à une température voisine de celle de l'atmosphère contrôlée .
- Assurer une ventilation constante du bulbe humide .

5-/ Les diagrammes psychométriques :

Ces diagrammes permettent de représenter de manière claire des changements d'état quelconques de l'air humide et de chiffrer les variations correspondantes de température, de la teneur en eau, de l'humidité relative et de l'enthalpie .

Il nous faut examiner ces diagrammes car :

- D'une part, les opérations de traitement que l'air subit au cours d'un cycle de conditionnement se traduisent graphiquement sur ces diagrammes.

- D'autre part, l'examen du graphe et le relevé des caractéristiques de l'air humide aux différents points du cycle permettent d'établir le bilan thermique de l'installation.

Dans tous les diagrammes de l'air humide, les différentes grandeurs caractéristiques de l'air humide sont rapportées à la quantité d'air humide que contient un kilogramme d'air sec. On a ainsi l'avantage de ramener tous les éléments de calcul à une quantité indépendante de refroidissement ou du chauffage du fait que la masse de l'air sec est indépendante de la température alors que leur volume varie avec celle-ci.

Pour le traitement des résultats expérimentaux, nous utiliserons le diagramme (H, x) de l'air humide, qui porte en abscisses la teneur en eau et en ordonnées l'enthalpie h. Notons enfin qu'il existe d'autres diagrammes tels que ceux de Carrier, Véron et Ramzine et que l'utilisation de chacun d'entre eux nous mène au même résultat final.

6- Lecture de l'humidité relative e sur le diagramme (H, x) de Mollier:

Le diagramme (H, x) permet de déterminer l'humidité relative de l'air connaissant les températures sèche et humide mesurées au psychromètre.

On cherche le point de rencontre de la ligne de température correspondant à l'indication du thermomètre sec avec le prolongement de l'isotherme de brume

correspondant à la température humide et on lit e sur la ligne d'humidité de l'air passant par ce point .

5.3.2 - Expériences .

1. But des essais :

Il s'agit d'étudier deux processus habituels de climatisation et de montrer la formation de neige sur les ailettes de l'élément TD 49 c .

2. Mode opératoire : (Fig - 14 -)

Avant d'effectuer les essais il faut :

- Montrer l'élément TD 49 c juste après la canalisation d'entrée .
- Monter ensuite l'élément simple ayant une fente pour l'installation d'un psychromètre .
- Monter le réchauffeur .
- Monter la canalisation de sortie .
- Monter le ventilateur centrifuge.
- Préparer les trois psychromètres en prenant soin d'utiliser de l'eau distillée.
- Brancher l'élément TD 49 c à l'unité TD 44 a
- Brancher l'alimentation électrique du banc TD 49 .
- Régler le " zéro " du manomètre différentiel .
- Appuyer sur le bouton vert situé sur le boîtier du ventilateur pour mettre en marche ce dernier .
- Appuyer sur l'interrupteur de l'unité TD 44 a pour permettre la circulation de fréon .
- Relever la pression statique à l'entrée de la canalisation .
- Si nécessaire, pour les essais prévus, mettre en marche l'humidificateur
- Relever les températures sur les trois psychromètres .

3. Résultats des essais :

1. Formation de neige sur les ailettes des serpentins :

Le gabarit en plexiglas est placé entre l'élément simple et l'élément TD 49 c pour diminuer le débit d'air . L'humidificateur fonctionne sur la position " LOW " (1 KW) . Au début, on constate la formation de rosée sur les ailettes et ensuite on remarque l'apparition de petits cristaux de neige .

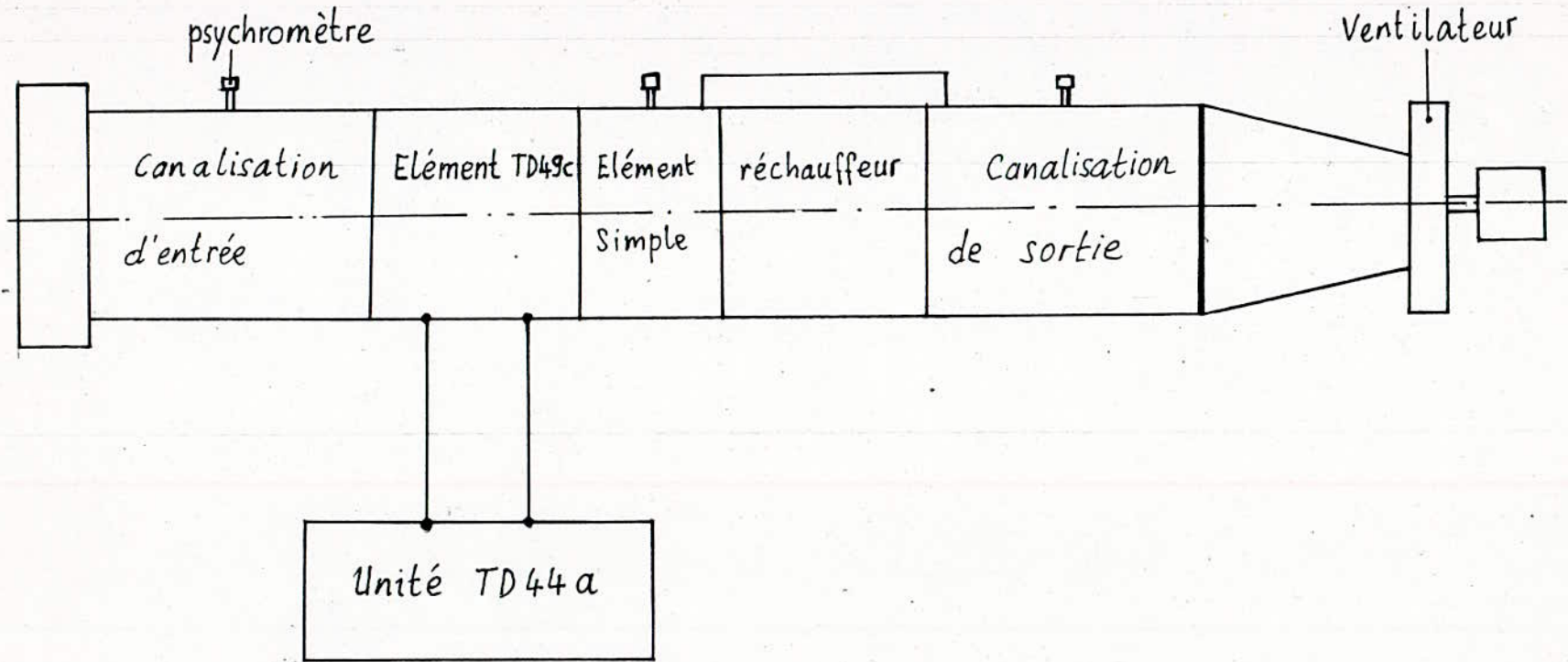


fig-14 - Installation pour les essais de climatisation.

Au bout de trois quarts d'heure environ, toutes les ailettes sont recouvertes de neige .

On arrête la circulation du fréon . On observe le phénomène inverse qui se produit : la neige fond sous l'effet de l'air " chaud " qui circule dans la canalisation et les gouttes d'eau quittent les ailettes et sont recueillies sur un récipient placé sous l'élément TD 49 c .

2 . Refroidissement de déshumidification avec réchauffage :

Il s'agit d'un processus habituel de climatisation (période-été) . L'orifice de sortie du ventilateur centrifuge est fermé à environ 65% à l'aide de la plaque coulissante .

- Les résultats relevés sont les suivants :

a-) Pression statique à l'entrée :

$$P_s = 2,85 \text{ Pa .}$$

b-) Observation de la température dans la veine d'air :

Position des psychromètres		Position du réchauffage			
		OFF	LOW	MEDIUM	HIGH
En amont de l'élément TD 49 c	Ts (°C)	20,5	20,5	20,5	20
	Th (°C)	12,5	12,5	12,5	12
Entre l'élément TD 49 c et le réchauffeur	Ts (°C)	15	15	15	15
	Th (°C)	8,5	8,5	8	8
En aval du réchauffeur	Ts (°C)	15,5	19	22	29,5
	Th (°C)	9	10,5	11	14

- Calcul du débit d'air :

Les conditions extérieures de l'air sont Ts = 20,5 °C et Th = 12,5 °C .

Sur le diagramme (H,x) on lit le volume massique de l'air dans cet état :

$$v_o = 0,825 \text{ m}^3 / \text{Kg} \quad 1$$

d'où la masse volumique : $\rho = \frac{1}{v}$

$$\rho = 1,212 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$\text{La vitesse de l'air est } v' = 0,970 \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P_s}{\rho}}$$

$$\text{Soit } v = 2,11 \text{ m/s}$$

Le débit volumique est :

$$Q_v = V \cdot S = 2,11 \cdot 0,045 = 0,0946 \text{ m}^3/\text{s}$$

Le débit massique est :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = 1,212 \times 0,0946 = 0,114 \text{ Kg} / \text{s}$$

- Exploration du diagramme psychrométrique :

Pour chaque position du réchauffage, on a relevé sur le diagramme psychrométrique les valeurs de l'humidité relative e , de la teneur en eau x et de l'enthalpie h .

a-) Position " OFF "

Position des psychromètres	$e \%$	x (g/Kg d'air sec)	h (Kj/Kg d'air sec)
En amont de l'élément TD 49 c	40	5,8	54,9
Entre l'élément TD 49 c et le réchauffeur	41	4,2	46
En amont du réchauffeur	41	4,4	47

b-) Position " LOW "

Position des psychromètres	$e \%$	x (g/Kg d'air sec)	h (Kj/Kg d'air sec)
En amont de l'élément TD 49 c	40	5,8	54,9
Entre l'élément TD 49 c et le réchauffeur	41	4,2	46
En aval du réchauffeur	33	4,4	51

Position " MEDIUM "

Position des psychromètres	e %	x (g/Kg d'air sec)	h (KJ/Kg d'air sec)
En amont de l'élément TD 49 c	40	5,8	54,9
Entre l'élément TD 49 c et le réchauffeur	38	3,8	42,5
En aval du réchauffeur	30	3,7	52

Position " HIGH "

Position des psychromètres	e %	x (g/Kg d'air sec)	h (KJ/Kg d'air sec)
En amont de l'élément TD 49 c	40	5,8	52,9
Entre l'élément TD 49 c et le réchauffeur	38	3,8	43
En aval du réchauffeur	24	3,8	58,4

- A partir de ces tableaux, nous allons calculer le changement d'enthalpie de l'air, la quantité de chaleur échangée entre l'air et les différents éléments ainsi que le débit d'eau extrait de l'air humide .

1- / Changement d'enthalpie de l'air en KJ / Kg d'air sec :

	Position du réchauffage			
	OFF	LOW	MEDIUM	HIGH
Perte à travers l'élément TD 49c	8,9	8,9	12,4	9,9
Gain sur le réchauffeur	—	5	9,5	15,4

2-/ Quantité de chaleur échangée entre l'air et les différents éléments:

Elle est égale au produit du débit par la variation d'enthalpie

$$Q = Q_m \cdot \Delta h \quad (\text{KW})$$

Δh est donné par le tableau précédent et Q_m est déjà calculé et vaut 0,114 Kg/s. Les résultats des calculs sont consignés dans le tableau ci-dessous, l'unité utilisée est le kilowatt . (KW)

	Position du réchauffage			
	OFF	LOW	MEDIUM	HIGH
Entre l'air et l'élément TD 49 c	1,014	1,014	1,414	1,128
Entre l'air et le réchauffeur	0	0,570	1,083	1,756

3-/ Débit d'eau extrait de l'air humide.

$$\dot{m} = Q_m \cdot \Delta x_m$$

Q_m en Kg / s

Δx_m en g / Kg

\dot{m} en g / s

La valeur moyenne de Δx est :

$$\Delta x_m = \frac{42 + 42 + 38 + 38}{4} = 40 \text{ g / Kg.}$$

d'où

$$\dot{m} = 0,114 \times 40 = 0,456 \text{ g / s}$$

soit $\dot{m} = 0,456 \times 3,6 = 1,642 \text{ Kg / h.}$

- Interprétation des résultats:

a-) Le débit d'eau résultant de la déshumidification de l'air ne varie pas avec la position du réchauffeur . Ceci est logique puisque l'élément TD 49 c est placé avant le réchauffeur .
Par contre l'humidité relative de l'air en aval du réchauffeur diminue d'autant plus qu'on augmente le réchauffage, on a en effet:

Position du réchauffage	OFF	LOW	MEDIUM	HIGH
Humidité relative e %	41	33	30	24

Ceci s'explique par le fait que l'humidité de saturation augmente avec la température, et par définition même de l'humidité relative (voir 5-3-1-3b/). Cette dernière doit diminuer puisque la quantité contenue réellement dans l'air demeure constante.

b-) On remarque que les échanges de chaleur entre l'air et le réchauffeur correspondent aux valeurs nominales données par le constructeur ceci, aux erreurs de lecture près sur le thermomètre et sur le diagramme psychrométrique, ainsi qu'au rendement du réchauffeur qui ne peut-être considéré égal à 1 .

3-/ Processus d'humidification de l'air :

Cet essai simule le processus de climatisation d'un local avec plusieurs occupants, en période hiver.

Le réchauffeur est connecté sur la position MEDIUM .

L'humidificateur produit de la vapeur à deux débits nominaux correspondant aux positions LOW (1 KW) et HIGH (2 KW) .

Le débit d'air est le même que pour le processus de déshumidification avec réchauffage :

$$Q_m = 0,114 \text{ Kg / s}$$

1-/ Résultats des essais:

Position du psychromètre		LOW	HIGH
- En amont de de l'élément TD 49 c	Ts (°C)	21	21
	Th (°C)	12,5	15,5
- En aval de l'élément TD 49 c	Ts (°C)	15	15,5
	Th (°C)	9	11,5

2-/ Exploration du diagramme psychrométrique :

Sur le diagramme psychrométrique, on lit les valeurs de l'humidité relative e , de l'humidité absolue x , et de l'enthalpie de l'air pour chacun des 2 débits de vapeur produits par l'humidificateur .

a-) Position LOW .

Position du psychromètre	e %	x (g/kg d'air sec)	h (Kj/kg d'air sec)
En amont de l'élément TD 49 c (Point - 1 -)	37	5,6	55,9
En aval de l'élément TD 49 c (Point - 2 -)	45	4,6	47

b-) Position HIGH .

Position du psychromètre	e %	x (g/Kg d'air sec)	h (Kj/Kg d'air sec)
En amont de l'élément TD 49 c (Point - 1' -)	58	9,0	64
En aval de l'élément TD 49 c (Point - 2' -)	64	6,8	53,2

c-) Calcul de la variation d'enthalpie de l'air

$$\text{Position " LOW " : } \Delta h = 55,9 - 47 = 8,9 \text{ KJ} / \text{Kg} .$$

$$\text{Position " HIGH " : } \Delta h = 64 - 53,2 = 10,8 \text{ KJ} / \text{Kg} .$$

d-) Calcul de la quantité de chaleur échangée entre l'élément TD 49 c et l'air:

Position " LOW ": $Q = 8,9 \times 1,114 = 1,014 \text{ KW}$

Position " HIGH ": $Q = 10,8 \times 0,114 = 1,231 \text{ KW}$

e) Calcul du débit de vapeur produite par l'humidificateur :

Les conditions extérieures sont $T_s = 20 \text{ °C}$ et $T_h = 12 \text{ °C}$

Le diagramme psychrométrique donne $x_e = 5,8 \text{ g / Kg d'air sec .}$

- Position HIGH :

$$\Delta x = 9,0 - 5,8 = 3,2 \text{ g / Kg d'air sec}$$

soit un débit de vapeur de :

$$\dot{m} = 3,2 \times 0,114 = 3,648 \text{ g / s}$$

$$\dot{m} = 3,648 \times 3,6 = 13,133 \text{ Kg / h}$$

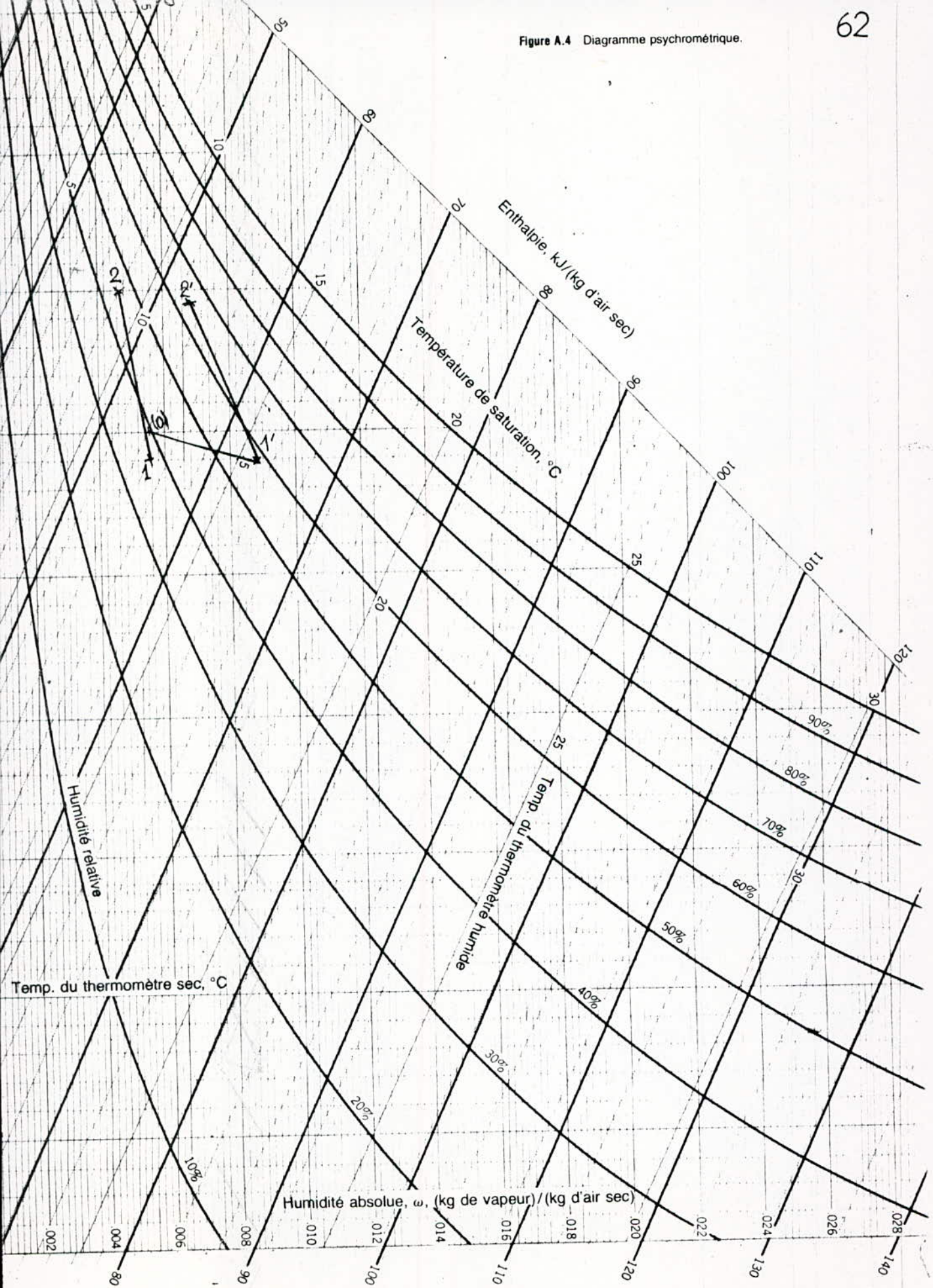
Le débit de vapeur produite par l'humidificateur en position " LOW " n'a pas pu être déterminé dans cet essai .

Pour pouvoir le déterminer, il faut disposer d'un matériel très précis pour la mesure des températures sèche et humide (ce dont on ne dispose pas dans notre laboratoire) .

3 -/ Interprétation des résultats:

Les résultats obtenus expérimentalement sont conformes aux prévisions théoriques puisque l'humidité relative a augmenté dans les 2 cas (positions " HIGH " et " LOW " de l'humidificateur) .

Figure A.4 Diagramme psychrométrique.



5-4 / Essais de transfert de chaleur en convection forcée:

1- / Définition des principaux modes de transfert de chaleur:

a-) La conduction:

La conduction dans un solide homogène opaque est définie comme le transport de la chaleur d'un endroit à un autre sous l'influence d'un gradient de température, sans déplacement appréciable de particules. La conduction implique le transfert d'énergie cinétique d'une molécule à une molécule adjacente: C'est le seul mécanisme d'écoulement calorifique dans un solide opaque.

b-) Le rayonnement:

Un corps chaud émet de l'énergie dans toutes les directions. Lorsque cette énergie frappe un autre corps, une partie peut être réfléchiée et une autre peut être transmise à travers ce corps, le reste est absorbé et transformé en chaleur. Si deux corps, l'un plus chaud que l'autre sont placés dans une enceinte, il ya échange continu d'énergie entre eux, le corps le plus chaud rayonne plus d'énergie qu'il n'en absorbe et le corps froid en absorbe plus qu'il n'en rayonne.

c-) La convection:

La convection implique le transport de la chaleur par mélange d'une partie de fluide avec une autre partie de ce dernier. Le mouvement du fluide peut être entièrement dû à la différence de densité résultant de la différence de température: C'est le cas de la convection naturelle. Il peut aussi être provoqué par des moyens mécaniques: C'est le cas de la convection forcée. L'énergie est transportée par conduction moléculaire et simultanément, pour les milieux transparents, par rayonnement.

d-) Remarque:

Dans la pratique, on ne rencontre presque jamais de transfert de chaleur par un seul mode de transmission. En général, deux des modes (ou les trois) précédents sont combinés et sont mis en jeu simultanément.

2. Les échangeurs de chaleur:

Ce sont des appareils qui permettent d'effectuer des transferts de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid .

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés d'après les directions d'écoulement des deux fluides. On distingue alors :

- Les échangeurs à courants parallèles :

Dans ce cas, les directions d'écoulement des deux fluides sont parallèles. Si le sens d'écoulement est le même, on a des échangeurs à co-courant, sinon on a des échangeurs à contre courant. Ce dernier type d'échangeur est plus efficace.

- Les échangeurs à courants croisés :

En général, ce sont des appareils où les directions d'écoulement des deux fluides sont perpendiculaires.

- La soufflante TD 49 est munie de deux échangeurs de chaleur interchangeables. Le premier, TD 49 a, est un échangeur à tubes lisses et le deuxième, TD 49 b, est un échangeur à ailettes. La description de ces deux échangeurs a été faite au chapitre 2.

Notons enfin que ce sont des échangeurs à courants croisés dont le fluide chaud, produit par le générateur d'eau chaude, circule à l'intérieur des tubes et le fluide froid, constitué par de l'air frais produit par la soufflante TD 49, circule à l'extérieur des tubes.

- 3 Expériences :

La soufflante TD 49 est reliée au générateur d'eau chaude à l'aide de deux tuyaux souples munis de raccords étanches (voir 4.4.1). La soufflante comporte :

- La prise de pression statique à l'entrée.

- La canalisation d'entrée

- L'échangeur (à tubes lisses ou à ailettes).

- L'élément central comportant une fente pour l'introduction d'une résistance grillagée.

- L'élément de canalisation simple.

- La canalisation de sortie

- Le ventilateur centrifuge.

1. Mode opératoire :

- Installer les éléments de la soufflante dans l'ordre indiqué ci-dessus.

- Remplir le réservoir d'eau du générateur d'eau chaude.

- Introduire les résistances grillagées dans la canalisation en prenant soin de ne pas les endommager.

- Connecter les résistances grillagées à l'instrument de mesure en utilisant le conducteur qui est fourni; la prise à quatre éléments va à

L'instrument et les deux ensembles de deux petites prises vont aux résistances.

- Introduire les thermomètres dans les prises de température situées sur l'échangeur.
- Brancher l'alimentation électrique de la soufflante à une source de courant monophasé, 220 V.
- Connecter l'échangeur au banc d'eau chaude.
- Régler le zéro du manomètre différentiel situé à l'entrée de la canalisation
- Appuyer sur le bouton vert du ventilateur; on assure ainsi une circulation d'air.
- Brancher l'alimentation électrique de la pompe .
- Brancher l'alimentation de gaz du générateur d'eau chaude
- Actionner les robinets des deux brûleurs, allumer puis régler la flamme.
- Attendre que la température désirée dans le réservoir soit atteinte. Cette température est déterminée par un thermomètre ordinaire plongé dans l'eau du réservoir.

On obtient ainsi la circulation d'eau chaude dans l'échangeur. Les expériences peuvent maintenant être effectuées. Si nécessaire, utiliser l'interrupteur inverseur pour faire dévier l'aiguille dans le bon sens, pour la mesure de la variation de température de l'air.

2. But des essais:

Il s'agit de déterminer expérimentalement le coefficient global de transfert de chaleur en convection forcée dans l'échangeur .

3. Principe de la mesure:

Considérons un des tubes de notre échangeur (fig-15-) l'eau chaude circule à l'intérieur du tube et l'air circule à l'extérieur du tube, perpendiculairement à ce dernier:

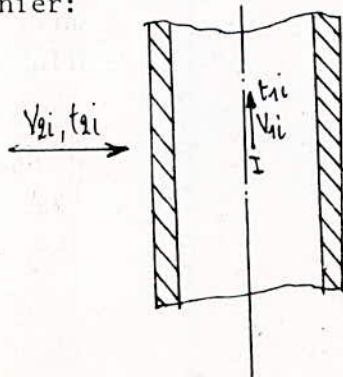


fig-16- Représentation d'un tube de l'échangeur.

L'écoulement de l'eau chaude est caractérisé en un point par sa vitesse V_{1i} et sa température t_{1i} et celui de l'air par sa vitesse V_{2i} et sa température t_{2i} . Le problème qui se pose aux auteurs des transferts de chaleur est le choix des températures de référence t_1 et t_2 . Certains auteurs choisissent la température mesurée sur l'axe du tube ou de la veine d'air et d'autres choisissent les températures moyennes. C'est cette dernière solution que nous allons adopter.

L'écoulement de la chaleur se fait du fluide le plus chaud vers le fluide le moins chaud, donc de l'eau chaude vers l'air.

Du fait du mouvement des particules fluides, il y a échange de chaleur entre chacun des fluides et les surfaces de la paroi de séparation. Naturellement, puisque cette paroi existe, il y a conduction à travers elle. Le phénomène de conduction est donc, ici, toujours lié au phénomène de convection.

Dans notre étude nous ne considérons évidemment pas chacun des tubes isolés mais nous considérons l'échangeur globalement. A cet effet, on mesure la variation de la température moyenne Δt_a de la veine d'air entre l'entrée de l'échangeur et sa sortie. L'appareil de mesure nous donne une précision au dixième de degré. La quantité de chaleur reçue par l'air est alors:

$$Q_a = \dot{m}_a \times c_{p_a} \times \Delta t_a$$

Q_a = quantité de chaleur reçue par l'air. (en KW)

\dot{m}_a = débit d'air en kg /s.

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot V_a \cdot S'$$

V_a est la vitesse moyenne de l'air (en m/s) obtenue par la formule d'étalonnage.

S' est l'aire de la section de la canalisation

$$S' = 0,045 \text{ m}^2$$

ρ_a est la masse volumique de l'air qui dépend principalement de la température moyenne de la veine d'air.

C_{p_a} est la chaleur spécifique de l'air à pression constante.

$$C_{p_a} = 1,0045 + 0,0025 t \quad (\text{ K J / Kg } \times ^\circ \text{ C }).$$

A 25 C on peut prendre $C_{p_a} = 1,01 \text{ KJ / Kg } \times ^\circ \text{ C}$

La chaleur cédée par l'eau est donnée par:

$$Q_e = \dot{m}_e \cdot C_{p_e} \cdot \Delta t_e \quad (\text{ KW })$$

\dot{m}_e est le débit d'eau, mesuré pour chaque expérience, en Kg/ s .

C_{p_e} = chaleur spécifique de l'eau en $\text{KJ / Kg } \times ^\circ \text{ C}$

La quantité de chaleur transmise par l'eau chaude à l'air est donnée soit par:

$$Q = h_1 \cdot L \cdot \Delta t \quad (1)$$

ou alors par:

$$Q = h_2 \cdot A \cdot \Delta t \quad (2)$$

h_1 est le coefficient global de transfert de la chaleur rapporté à l'unité de longueur de tube.

h_1 s'exprime en $J / m \times h \times ^\circ C$

h_2 est le coefficient global de transfert de chaleur rapporté à l'unité de surface de tube .

h_2 s'exprime en $J / m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$

L est la longueur totale, en m , des tubes de l'échangeur .

A est l'aire totale de la surface externe des tubes de l'échangeur en, m^2 .

Δt est la différence de température entre l'air et l'eau .

- Remarque:

Théoriquement les quantités de chaleur Q_a , Q_e et Q devraient être égales. ($Q_a = Q_e = Q$)

4- / Résultats expérimentaux :

A-/ Transfert de chaleur pour l'élément TD 49 a à tubes lisses:

La température de l'air ambiant est $22 ^\circ C$ donc la masse volumique est

$$\rho = 1,197 \text{ Kg} / m^3$$

L'élément était monté de façon à avoir une circulation simple, c'est à dire que tous 33 tubes étaient en parallèle, et ensuite une circulation triple, c'est-à-dire que les 6 rangées de 5 ou 6 tubes chacune étaient en série .

1-/ Circulation simple:

Le débit d'eau mesuré est de $205 \text{ ml} / s$.

Débit d'air m^3/s	Température de l'eau		$\Delta t_e (^\circ C) = t_{1e} - t_{2e}$	$\Delta t_a (^\circ C)$
	$t_{1e} (^\circ C)$	$t_{2e} (^\circ C)$		
0,27	60,8	59,3	1,5	4,2
0,23	59,9	58,6	1,3	4,4
0,15	59,5	58,4	1,1	5,6
0,11	58,6	57,8	0,8	6,2
0,07	57,5	56,9	0,6	6,1
0,04	57,2	56,8	0,4	7,9

t_{1e} = Température de l'eau à l'entrée de l'échangeur.

t_{2e} = Température de l'eau à la sortie de l'échangeur.

- Chaleur fournie à l'air: Q_a .

Débit massique d'air (Kg/s)	$\Delta t_a (^\circ C)$	$Q_a (KW)$
0,32	4,2	1,347
0,27	4,4	1,193
0,18	5,6	1,025
0,13	6,2	0,816
0,08	6,1	0,493
0,05	7,9	0,401

- Chaleur transmise par l'eau : Q_e .

Débit d'eau (Kg/s)	$\Delta t_e (^\circ C)$	$Q_e (KW)$
0,205	1,5	1,287
"	1,3	1,115
"	1,1	0,944
"	0,8	0,686
"	0,6	0,515
"	0,4	0,343

- Comparaison entre les chaleurs Q_a acquise par l'air et Q_e cédée par l'eau :

\dot{m}_a (Kg/S)	Q_a (KW)	Q_e (KW)
0,32	1,347	1,287
0,27	1,193	1,115
0,18	1,025	0,944
0,13	0,816	0,686
0,08	0,493	0,515
0,05	0,401	0,343

On remarque que la chaleur fournie par l'eau est inférieure à celle acquise par l'air . Ceci n'est pas logique et l'on s'attendrait plutôt à l'égalité $Q_a = Q_e$. En fait, ceci se justifie par le fait que les températures de l'eau chaude comportent des erreurs dues :

- Au manque de précision des thermomètres fournis (graduation de degré en degré) .

- Aux petites variations générales de ces températures .

Les changements de la température de l'air sont plus faibles dans ces essais à cause de la précision des mesures (lecture instantanée et graduation de l'appareil en dixièmes de degré) . De ce fait, ce sera la quantité de chaleur Q_a qui sera utilisée pour la détermination des coefficients h_1 et h_2 .(Donc $Q=Q_a$)

- Détermination des coefficients h_1 et h_2 .

D'après les formules (1) et (2) on aura :

$$h_1 = Q / L \cdot \Delta t$$

$$h_2 = Q / A \cdot \Delta t$$

Δt (°C)	Q(KW) l(m)	$h_1 \times 10^{-3}$ (J/m.h.°C)	A(m ²)	$h_2 \times 10^{-3}$ (J/m ² .h.°C)
35,92	1,347 9,9	1,052	0,494	21,083
35,05	1,193 "	0,955	"	19,139
34,12	1,025 "	0,843	"	16,894
33,15	0,816 "	0,691	"	13,848
32,12	0,493 "	0,431	"	8,637
31,08	0,401 "	0,362	"	7,255

Δt est l'écart moyen des températures de l'air et de l'eau

Δt se calcule par la formule:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} \text{ (°C)}$$

avec : $\Delta t_{\max} = t_{1e} - t_{1a}$

et : $\Delta t_{\min} = t_{2e} - t_{2a}$

$$t_{1a} = 22 \text{ °C}$$

$$t_{2a} = 22 \text{ °C} + \Delta t_a \text{ (°C)}$$

b - Circulation triple :

Le débit d'eau mesuré est de 205 m³/s .

En tenant compte de la remarque faite précédemment, on calculera la quantité de chaleur uniquement à l'aide de la variation de température de l'air Δt_a .

Les résultats obtenus expérimentalement sont groupés dans le tableau suivant:

Débit d'air (Kg / s)	Température de l'eau		Δt_a (°C)	Q_a (KW)
	t_{1e} (°C)	t_{2e} (°C)		
0,32	60,6	58,8	4,7	1,519
0,27	61,2	59,6	5,0	1,363
0,18	60,5	59,1	5,9	1,128
0,13	59,8	58,7	6,7	0,880
0,08	60,1	59,2	7,9	0,638
0,05	59,8	59,3	9,8	0,495

Les coefficients h_1 et h_2 calculés de la même façon qu'en circulation simple, figurent dans le tableau suivant :

Δt (°C)	Q (KW)	L (m)	A (m ²)	$h_1 \times 10^{-3}$ (J/m.h.°C)	$h_2 \times 10^{-3}$ (J/m ² .h.°C)
35,40	1,519	9,9	0,494	1,204	24,128
35,95	1,363	"	"	1,064	21,319
34,80	1,128	"	"	0,909	18,226
33,87	0,880	"	"	0,729	14,609
33,75	0,638	"	"	0,530	10,630
32,65	0,495	"	"	0,425	8,525

B- / Transfert de chaleur pour l'élément TD 49b à tubes à ailettes:

La température de l'air ambiant est de 22°C, donc sa masse volumique est $\rho = 1,197 \text{ Kg / m}^3$.

L'élément TD 49 b a été placé à la place de l'élément TD 49 a . Les essais ont été effectués pour une circulation simple, puis avec une circulation triple obtenue en tournant de 90° les robinets rotatifs se trouvant sur les éléments rapportés .

1- / Passage simple :

Le débit d'eau mesuré est $\dot{m}_e = 205 \text{ ml / s}$

Les résultats expérimentaux sont consignés dans le tableau suivant :

Débit d'air (Kg/s)	température de l'eau		Δt_a (°C)	Qa (KW)
	t_{1e} (°C)	t_{2e} (°C)		
0,32	57,4	55,9	2,5	0,080
0,27	56,2	54,8	2,6	0,709
0,18	56,8	55,6	3,4	0,618
0,13	55,1	54,1	3,9	0,512
0,08	57,6	56,7	4,5	0,364
0,05	57,2	56,8	5,5	0,278

Les valeurs de h_1 et h_2 , calculées de la même façon que précédemment figurent dans le tableau ci-dessous .

Δt (°C)	Q(KW)	l(m)	A (m ²)	$h_1 \times 10^{-3}$ (J/m.h.°C)	$h_2 \times 10^{-3}$ (J/m.h.°C)
33,37	0,808	1,8	0,0898	3,736	74,886
32,15	0,709	"	"	3,405	68,263
32,54	0,618	"	"	2,936	58,853
30,65	0,512	"	"	2,564	51,392
32,93	0,364	"	"	1,714	34,354
31,71	0,278	"	"	1,342	26,893

2-/ Passage triple :

Le débit d'eau mesuré est $\dot{m}_e = 205 \text{ ml / s}$.

Les résultats obtenus figurent dans le tableau suivant :

La température de l'air ambiant est 22 °C

Débit d'air (Kg/s)	Température de l'eau		Δt_a (°C)	Qa (KW)
	t_{1e} (°C)	t_{2e} (°C)		
0,32	58,2	57,0	2,9	0,937
0,27	58,0	57,0	3,0	0,810
0,18	58,1	57,3	3,8	0,687
0,13	57,7	57,1	4,4	0,579
0,08	57,7	57,3	4,8	0,387
0,05	57,9	57,7	5,8	0,292

Les coefficients h_1 et h_2 sont calculés et consignés dans le tableau ci-dessous .

t (°C)	Q (KW)	L(m)	A (m ²)	$h_1 \times 10^{-3}$ (J/m.h.°C)	$h_2 \times 10^{-3}$ (J/m.h.°C)
34,13	0,937	1,8	0,0898	4,236	84,909
33,96	0,810	"	"	3,680	73,764
33,78	0,687	"	"	3,139	69,920
33,23	0,579	"	"	2,692	53,960
33,12	0,387	"	"	1,803	36,140
32,9	0,292	"	"	1,369	27,441

C-/ Comparaison - conclusions

On remarque que les coefficients h_1 et h_2 augmentent lorsque le débit d'air augmente .

On remarque aussi que les coefficients h_1 et h_2 sont plus grands pour les essais en passage triple que ceux en passage simple, pour un même débit .

Ceci s'explique par le fait que dans le deuxième cas les sections des tubes sont en serie et on a probablement une partie des échanges qui s'effectue à contre-courant, ce qui favorise les échanges thermiques .

On constate aussi que, pour un même débit et pour un même mode d'écoulement (passage simple ou passage triple) . Les coefficients h_1 et h_2 sont plus grands dans le cas du tube à ailettes, ce qui confirme l'efficacité des ailettes dans les transferts thermiques .

6-/ CONCLUSIONS

1-/ On a mis en marche un nouveau banc d'essai de convection forcé . Il est composé de plusieurs éléments interchangeables, notamment un ventilateur centrifuge, un ventilateur axial, un détendeur destiné à être connecté au banc de réfrigération et deux échangeurs dont un à tubes lisses et un à ailettes, destinés à être connectés au banc TD 36 de production d'eau chaude cependant ce dernier banc n'est pas disponible dans notre laboratoire et on a été amené à concevoir et réaliser un générateur d'eau chaude .

2-/ Sur le banc existant on a effectué les essais suivants :

- Etalonnage de l'orifice d'entrée de la canalisation .
- Obtention des caractéristiques des 2 ventilateurs .
- Essais de climatisation .

Les résultats de ces essais ont montré l'utilité de ce banc et son efficacité .

3-/ On a choisi la conception et on a effectué la réalisation du générateur d'eau chaude . Il est composé d'un serpentin à ailettes, de deux brûleurs d'une pompe, d'un réservoir d'eau et de raccords étanches .

4-/ On a effectué des échanges thermiques en convection forcé sur les échangeurs à tubes lisses et à tubes à ailettes; notre générateur d'eau chaude nous a permis de remplacer le banc TD 36 en donnant des résultats satisfaisants.

5-/ Nous espérons enfin que notre travail servira à la préparation de travaux pratiques . Dans ce sens, il reste :

- A préparer les photocopiés
- Réparer une légère fuite de Fréon constatée au niveau de l'un des raccords du banc de réfrigération .
- Réparer la disjonction de l'humidificateur .

ANNEXE

Valeurs numériques de la densité de l'air sec en fonction de la température .

t (°C)	ρ (Kg/m ²)	t (°C)	ρ (Kg/m ³)	t (°C)	ρ (Kg/m ³)
0	1,293	18	1,213	36	1,142
1	1,293	19	1,209	37	1,139
2	1,288	20	1,205	38	1,135
3	1,279	21	1,201	39	1,132
4	1,275	22	1,197	40	1,128
5	1,270	23	1,193	41	1,124
6	1,265	24	1,189	42	1,121
7	1,261	25	1,185	43	1,117
8	1,256	26	1,181	44	1,114
9	1,252	27	1,177	45	1,110
10	1,248	28	1,173	46	1,107
11	1,243	29	1,169	47	1,103
12	1,239	30	1,165	48	1,100
13	1,235	31	1,161	49	1,096
14	1,230	32	1,157	50	1,093
15	1,226	33	1,154		
16	1,222	34	1,150		
17	1,217	35	1,146		

BIBLIOGRAPHIE

- 1-/ ADAMS MC. W.H
Transmission de la chaleur .
2^e édition DUNOD Paris 1964

- 2-/ BELAKHOWSKY S.
chauffage et climatisation
6^e édition.
TECHNIQUE ET VULGARISATION . 1980 .

- 3-/ BURTON J .
Pratique de la mesure et du contrôle dans l'industrie
Tome 1 - Deuxième édition
Paris DUNOD 1966

- 4-/ DELTALAB .
Catalogue de la soufflante TD 49

- 5-/ FREON*
Manuel de réfrigération et d'entretien
Edition de la Société PRIMAGAZ

- 6-/ KREITH . F
Transmission de la chaleur et thermodynamique .
Ed . Masson - Paris 1967

- 7-/ MARSHALL R .
Transmission de la chaleur par convection dans les tubes
Paris - EYROLLES 1974

8-/ OWER E .

The measurement of air flow
Pergamon press . Oxford 1966

9-/ RAPIN J .

Installations frigorifiques, Tomes 1 et 2
Ed PYC Paris 1971

10-/ RIETSCHHELL . H

RAISS W
Traité de chauffage et de climatisation
14^e édition Béranger . Paris 1965

11-/ SEDILLE M

Turbomachines hydrauliques et thermiques
édition MASSON . Paris 1970 .

