

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

60/87

وزارة التعليم العالي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de fin d'études

**BANC D'ESSAI
DE CONVECTION NATURELLE
ET DE RAYONNEMENT**

Proposé et dirigé par

M. N. YOUNSI

Etudié par

M. M. LAFER

JUIN 1987

STRONG

EX

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
Projet de fin d'études

**BANC D'ESSAI
DE CONVECTION NATURELLE
ET DE RAYONNEMENT**

Proposé et dirigé par
M. N. YOUNSI

Etudié par
M. M. LAFER

JUIN 1987

Ministère de l'enseignement supérieur
École Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
دائرة الهندسة الميكانيكية

Promoteur : M^r N. Younsi
Étudiant : M^r M. Lefter

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

الموجهة : ن. يونسى
الطالب : م. لفتار

الموضوع : إن الدراسة التي قمنا بها على مائدة التجارب كان التمهيد منها القيام بتجارب ودراسة كمية لآلية التبادل الحراري خاصة ما يتعلق بالانتشار الطبيعي ولا شعاع. وفي هذا الصدد، يشكل تحديد الانتشارية، معامل التبادل بالانتشار في الهواء لجسم أسطواني أفقي، وكذلك تحقيق قانون ستيفان-بولتزمان أهم محاور دراستنا.

Sujet : Le banc d'essai qui fait l'objet de notre étude est un appareil nous permettant d'effectuer des expériences et des études quantitatives des mécanismes de transferts thermique notamment sur la convection naturelle et le rayonnement. A cet effet, la détermination de l'émissivité, celle du coefficient d'échange par convection dans l'air d'un corps cylindrique horizontal, ainsi que la vérification de la loi de Stephan-Boltzmann, constituent les principaux thèmes de notre étude.

Subject: The test bench which has been the subject of our work is an apparatus with aid of which quantitative studies may be made of natural convection and radiation mechanism. The aim of our work is to estimate the emissivity, the convection coefficient of a cylindrical element in horizontal position and to check the Stephan-Boltzmann equation.

A mes parents

A toute ma grande famille

A Saad et Hecene

A Naïma

A tous mes amis

Et à tous ceux qui se donneront la peine de me lire

Qu'il me soit permis de remercier mon promoteur M^r Younsi pour son suivi et les conseils précieux qu'il m'a apporté tout le long de ce travail.

Mes plus sincères remerciements à M^r Tahmi pour son aide matérielle ainsi que la disponibilité dont il m'a fait bénéficier.

Je suis heureux de témoigner ma profonde reconnaissance à M^r Boumoud pour son aide efficace et spontanée.

Toute ma gratitude à mes professeurs qui m'ont guidé au cours de mes études, parmi eux les membres de mon jury qui m'ont fait l'honneur de juger mon travail.

Je tiens également à exprimer mes sincères remerciements à toutes les personnes qui m'ont apporté leurs concours.

Mourad

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION	1
CHAPITRE 2 : LE BANC DE CONVECTION NATURELLE ET DE RAYONNEMENT	6
21 description générale de l'installation	6
211 élément chauffant et cuisson	6
212 instruments de mesure et de réglage	8
22 procédure de mise en marche	9
CHAPITRE 3 : RAPPELS ET ETUDE THEORIQUE	18
31 étude du rayonnement et de la transmission de chaleur par rayonnement	18
3.11 le rayonnement thermique	18
3.12 absorption, réflexion et transmission du rayonnement	19
3.13 la loi de kirchoff et le corps noir	20
3.14 rayonnement à partir de surfaces réelles	21
3.15 échange de chaleur par rayonnement entre les surfaces noires	22
3.16 échange de chaleur par rayonnement entre des surfaces grises	24
3.17 rayonnement des gazs et vapeurs	26
32 étude de l'échange de chaleur par rayonnement liéant dans le cuisson	26
3.21 pertes dans les câbles de support	28
3.22 pertes dans les câbles d'alimentation	33
3.23 le flux de chaleur dissipé par rayonnement	33
33 analyse dimensionnelle	34
3.31 dimensions fondamentales et formules dimensionnelles	34
3.32 theoreme Π de Buckingham	35

333	détermination des groupes adimensionnels	36
334	corrélation entre les résultats expérimentaux	37
335	principe de similitude	38
34	la convection naturelle	38
341	mécanisme de la transmission de la chaleur	38
342	paramètres de similitudes pour la convection naturelle	39
343	détermination de la conductance par unité de surface	
	pour des cylindres horizontaux	41
343.1	théorie	42
343.2	corrélation entre les résultats pour des cylindres horizontaux pris isolément	42
CHAPITRE 4 : LES ESSAIS		44
4.1	les expériences sur le rayonnement	44
4.1.1	première série d'expériences	45
4.1.1.1	présentation des résultats	45
4.1.1.2	exploitation des résultats	60
4.1.1.2.1	calcul d'erreur sur le flux de chaleur rayonné	61
4.1.1.2.2	calcul d'erreur sur l'émissivité	62
4.1.2	deuxième série d'expériences	65
4.1.2.1	présentation des résultats	66
4.1.2.2	exploitation des résultats	81
4.1.3	conclusion	83
4.2	les expériences sur la convection naturelle	84
4.2.1	présentation des résultats	85
4.2.2	exploitation et interprétation des résultats	98
4.2.3	conclusion	100
CHAPITRE 5 : CONCLUSIONS		102

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

Le transfert thermique est l'un des mécanismes les plus répandus d'échange d'énergie. Il siège essentiellement entre deux systèmes dès qu'une différence de température existe entre eux et cela quelque soit le milieu les séparant, même le vide.

L'étude et le fonctionnement d'équipements thermiques tels que ceux qui utilisent l'énergie solaire, les générateurs à vapeur, les réchauffeurs, les échangeurs et les moteurs thermiques reposent sur les lois de transmission de la chaleur. Ainsi, la compréhension et la maîtrise des lois et des mécanismes physiques de l'écoulement de la chaleur sont nécessaires pour mener à bien ce genre d'études.

Parfois, l'objectif principal est de rechercher le maximum d'énergie calorifique qu'on peut transmettre par unité de surface tout en restant dans des conditions économiques raisonnables. Dans d'autres, on essaye de tirer le meilleur rendement d'une source, comme dans le cas des échangeurs. Dans d'autres cas encore, il s'agit de réduire au minimum le passage d'un flux calorifique par l'emploi de méthodes d'isolation. Il arrive que ces trois buts soient souvent à considérer simultanément dans l'étude d'un même problème.

L'importance relative des divers mécanismes de transmission de la chaleur, d'un corps à un autre diffère beaucoup selon la température. Les phénomènes de conduction et de convection dépendent principalement des différences de températures, alors que les échanges de chaleur par rayonnement augmentent avec le niveau de la température. Il s'ensuit qu'à basses températures, la plus grande partie de la chaleur est transmise par convection et par conduction tandis qu'à températures élevées le rayonnement est le facteur déterminant de cette transmission.

La contribution et la prédominance de chaque mécanisme dans le flux de chaleur total transmis dépend de paramètres tels que le facteur d'émission du corps et la grandeur du coefficient de convection. Donc, leur estimation est indispensable dans l'étude des phénomènes de rayonnement et de convection.

Notre travail a été mené dans ce sens et traite du transfert de chaleur par rayonnement et convection naturelle se rapportant à un cylindre horizontal suspendu dans un coisson en verre. En faisant varier la pression dans l'enceinte, on arrive à isoler chaque phénomène et à l'étudier séparément. Ceci nous permet de vérifier la loi du rayonnement de Stephan - Boltzmann ainsi que d'évaluer l'émissivité et le coefficient d'échange par convection naturelle dans l'air d'un élément cylindrique horizontal.

CHAPITRE 2

LE BANC DE CONVECTION NATURELLE ET DE RAYONNEMENT

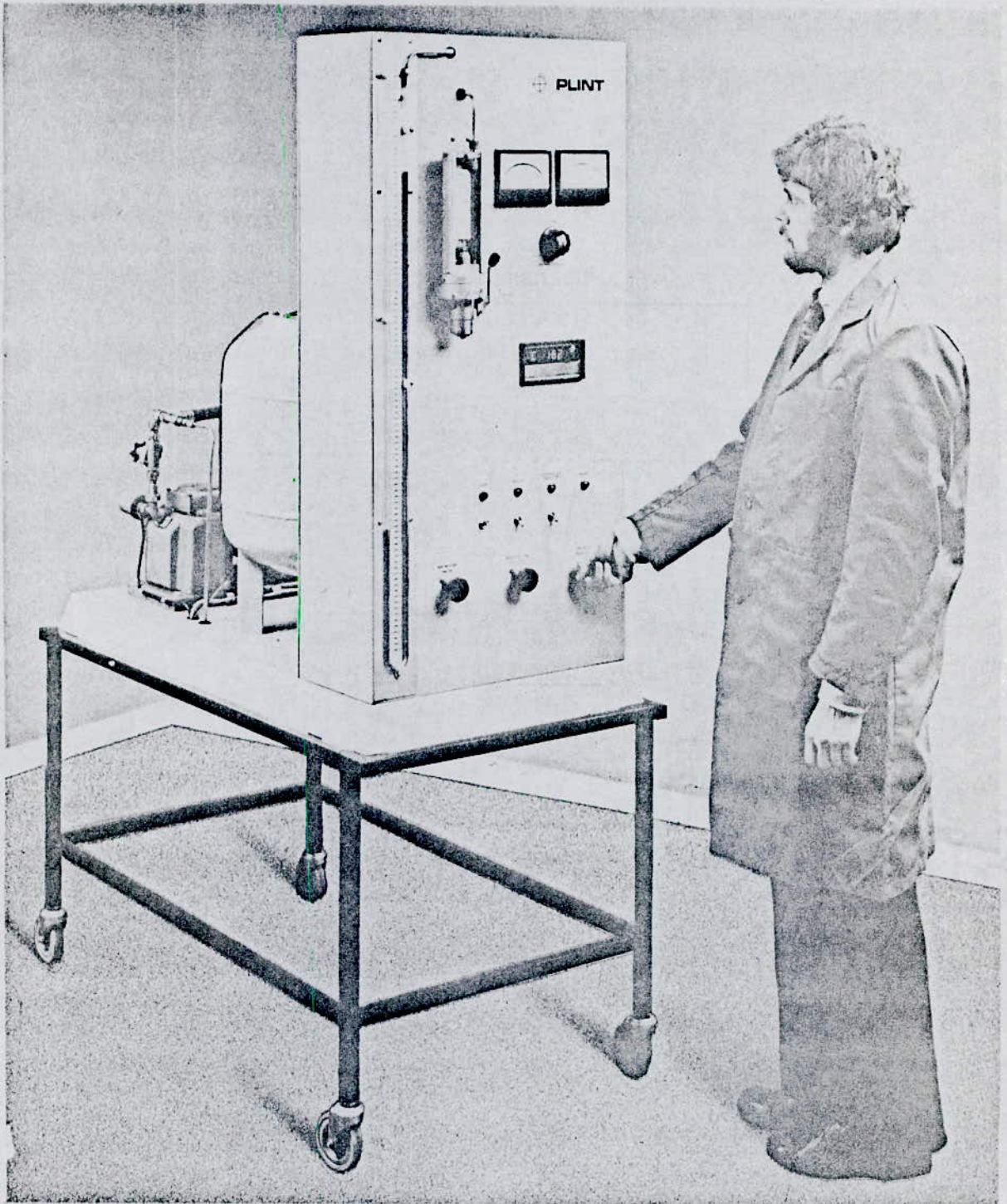


Fig 21. Banc de convection naturelle et de rayonnement.

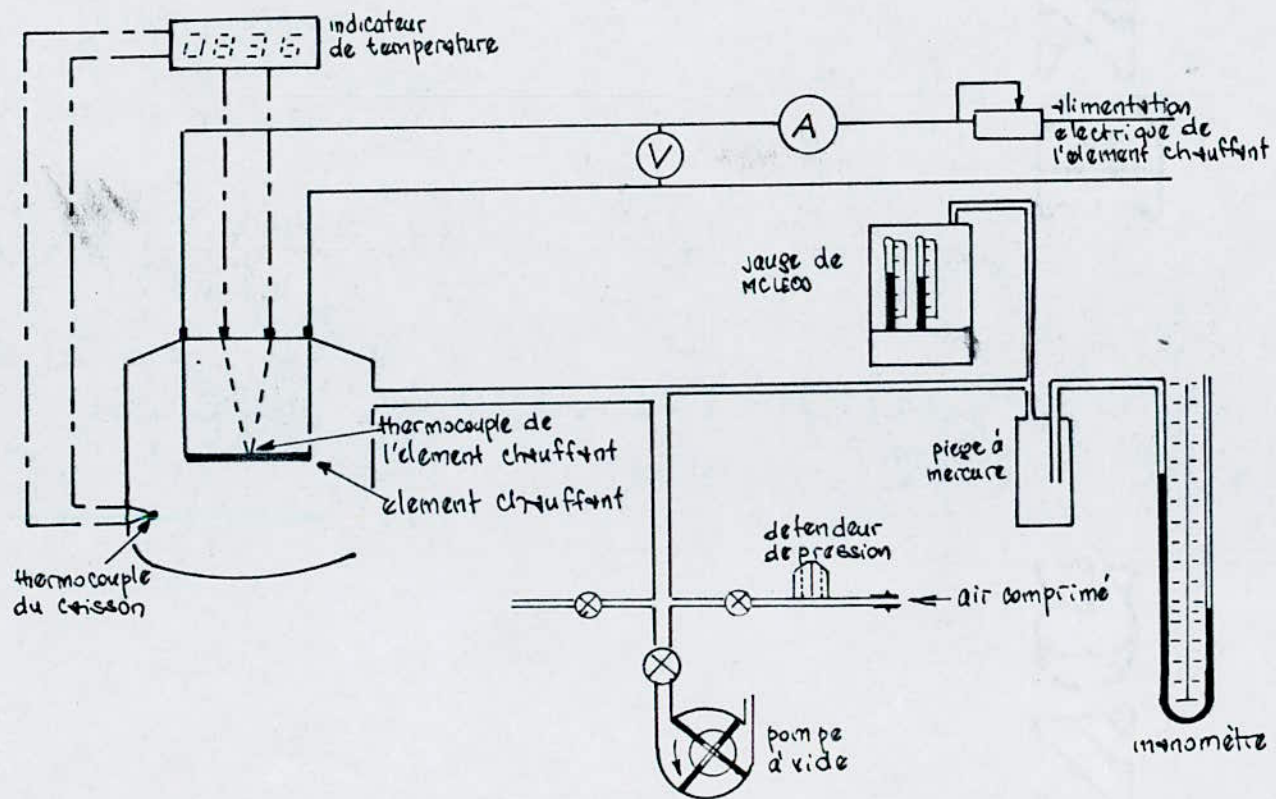


figure 2.2. schéma de l'appareil

2.1 Description générale de l'installation :

Le banc d'essai qui a fait l'objet de notre étude est un appareil de constitution très simple, nous permettant d'effectuer des expériences et des études quantitatives sur la convection naturelle et le rayonnement.

Les figures 2.1 et 2.2 nous montrent l'appareil et ses différents constituants. Il comprend principalement :

- un crisson en acier contenant un élément cylindrique chauffé par effet joule.
- une pompe à vide
- un moteur électrique
- un panneau supportant les différents interrupteurs et robinets, les appareils de mesure ainsi qu'une alimentation stabilisée.
- un bâti roulant sur lequel est monté l'ensemble.

2.1.1. élément chauffant et crisson :

Un élément cylindrique en cuivre, enduit à sa surface d'une peinture spéciale noire mate, est suspendu horizontalement par l'intermédiaire de câbles métalliques isolés à l'intérieur d'un crisson en acier. Cet élément, de 6,31 mm de diamètre et de 159,6 mm de longueur est chauffé intérieurement par effet joule à l'aide d'une résistance électrique isolée. Sa température de surface est mesurée par l'intermédiaire d'un thermocouple situé en son milieu. L'élément chauffant est disposé à une distance suffisante des parois du crisson pour que l'échange de chaleur par convection soit véritablement naturel.

L'énergie de chauffe qui lui est fournie n'exède pas les 10 watts et sa température maximale est de 200°C. Ainsi, vu fait que cette puissance soit faible, la chaleur transmise au crisson est négligeable.

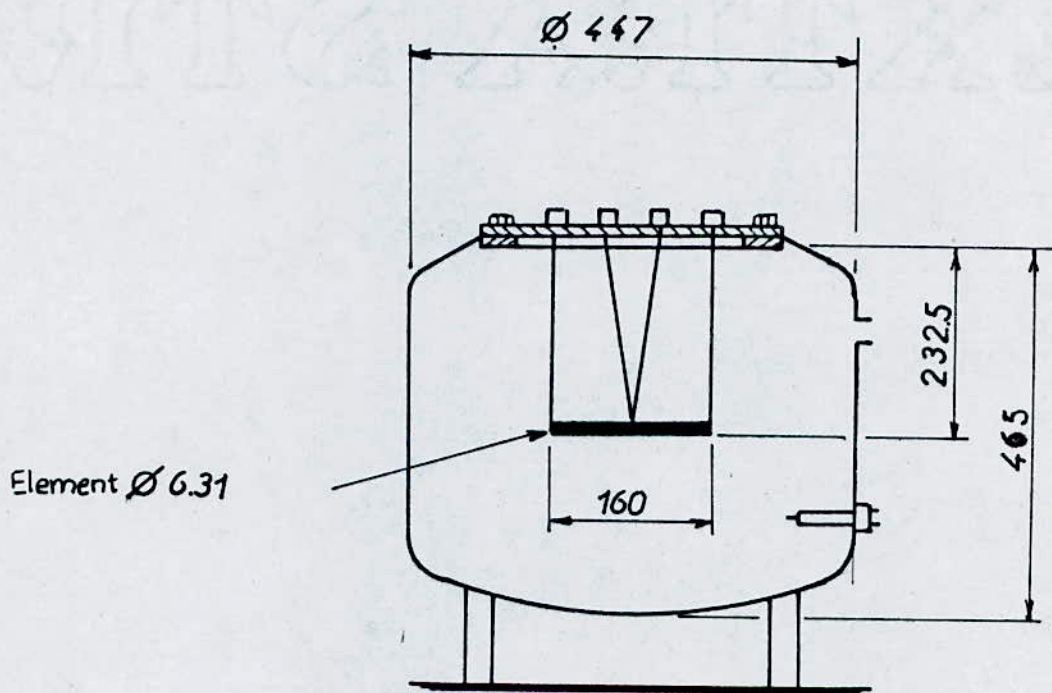


Figure 2.3 - coupe schematique du crisson

L'accès à ce creisson de 447 mm de diamètre et de 465 mm de hauteur est possible par sa partie supérieure munie d'un couvercle boulonné et rendu étanche à l'aide d'un joint torique et d'une graisse silicone spéciale. La température régnant à l'intérieur du creisson, donnée par un autre thermocouple situé sur la paroi de celui-ci, est considérée égale à celle de l'enceinte. Dans le creisson, de l'air ou un autre gaz, selon le besoin, peut y être introduit à une pression variant dans une gamme étendue.

2.12 instruments de mesure et de réglage:

Un bâti roulant supporte l'ensemble panneau d'instruments, creisson et pompe à vide.

Le creisson est placé sur la partie arrière du bâti; il est raccordé au panneau et à une pompe à vide entraînée par un moteur électrique monophasé nous permettant d'obtenir les faibles pressions, par des tuyaux en cuivre.

L'enceinte peut être reliée soit à la pompe à vide soit à une bouteille de gaz comprimé.

Des vannes de commutations et de régulations nous permettant de contrôler la pression et de varier sa valeur entre 0,05 mmHg et 1600 mmHg (2,2 bars environ).

Un raccord est fourni pour l'introduction d'air comprimé ou d'un autre gaz quand la pression de travail est supérieure à l'atmosphère.

Les valeurs des pressions allant de la valeur maximum à 150 mmHg sont obtenues par lecture sur un manomètre à tube en "J", en tenant compte de la pression atmosphérique. Tandis que les valeurs inférieures à 150 mmHg sont données par la jauge de McLeod. Un piège à mercure a été prévu pour empêcher celui-ci d'entrer dans la pompe à vide.

Le circuit électrique est constitué d'une alimentation stabilisée de 12 volts continu, d'un voltmètre, d'un ampèremètre, d'un rhéostat permettant de varier la puissance de chauffe et d'un interrupteur.

Pour une plus grande précision des instruments de mesures extérieures à l'appareil peuvent être utilisées. A cet effet ont été prévus sur le côté droit du panneau des bornes de raccordement ainsi qu'un commutateur nous permettant d'utiliser les instruments intérieurs ou extérieurs à l'appareil.

Les fils des thermocouples en Nickel-chrome / Nickel-aluminium sont reliés à un indicateur à affichage numérique avec soudure froide incorporée.

Des sorties externes existent pour permettre le raccordement d'un enregistreur graphique si une plus grande précision est souhaitée.

Avec l'enregistreur la température peut être obtenue sans attendre son équilibre complet.

Au moyen d'un commutateur de thermocouple, les températures de l'élément et du creuset sont indiquées successivement.

2.2 Procédure de mise en marche :

Une fois l'appareil alimenté en courant électrique 220 V. alternatif, pour effectuer des essais à des pressions inférieures à l'atmosphère il faut procéder comme suit :

- fermer la vanne d'alimentation en air comprimé se trouvant au centre du panneau
- ouvrir le mano-détendeur (régulateur de pression) situé à l'extrême droite en l'actionnant dans le sens des aiguilles d'une montre.
- fermer la vanne d'isolement se trouvant au de la pompe à vide.

- mettre en marche la pompe. Elle doit tourner pendant 15 mn en maintenant la vanne d'isolement fermée afin de vider complètement les différents tuyaux de l'air s'y trouvant.
- ouvrir la vanne d'isolement et laisser faire le vide pendant 50 mn au minimum
- vérifier que la pression la plus basse est atteinte. Elle est de l'ordre de 0,07 mmHg.
- fermer la vanne d'isolement puis arrêter la pompe.
- alimenter l'élément chauffant en actionnant l'interrupteur "Heater"
- régler la puissance de chauffe à l'aide du rhéostat.
- Attendre l'équilibre puis faire la lecture de la pression, la température, de la ddp et du courant après avoir vérifié la stabilité de ces données :
 - i. la température est ^{donnée} par l'indicateur à affichage numérique. Et au moyen du commutateur de thermocouple prélever les températures de l'élément et du crisson obtenues successivement.
 - ii. la valeur de la pression est indiquée par le jauge de McLeod, si elle inférieure à 15 cmHg. Les pressions supérieures à 15 cmHg, sont données par le manomètre en tube en "0".

Remarque :

Le temps nécessaire pour atteindre la stabilité des données expérimentales varie avec la pression et la différence de température. Il est conseillé, alors, de noter des observations répétées toutes ^{les} deux minutes de la température.

de l'élément qui serviront d'indication.

Afin d'effectuer des essais à des pressions supérieures à la pression atmosphérique:

- brancher l'alimentation en air comprimé au raccord situé sur le côté droit du panneau.
- fermer la vanne d'isolation se trouvant au dessus de la pompe.
- former le mano. détendeur en tournant dans le sens contraire des aiguilles d'une montre.
- ouvrir la vanne d'alimentation en air comprimé
- introduire progressivement l'air dans le circuit en retournant le mano-détendeur
- fermer la vanne d'alimentation dès que la pression désirée est atteinte.

le reste de la manipulation devra être exécuté de la même façon que pour des pressions inférieures à l'atmosphère :

Les précautions à respecter :

- la manipulation de la jauge de McLeod doit être faite avec un maximum de soins et de délicatesse.
- ne jamais manipuler la jauge de McLeod si la pression régnant dans le caisson est supérieure à 150 mmHg.

- une grande précaution doit être observée lors de l'utilisation d'un gaz autre que l'air surtout s'il est inflammable, comme l'hydrogène par exemple. On a des risques de formation d'un mélange explosif. Alors, il est conseillé de faire le vide le plus poussé possible avant d'introduire un gaz.

Remarque :

Pendant toute l'expérience vérifier que la ddp et le courant ont gardés des valeurs constantes. De légères variations seront observées. Faire les corrections nécessaires à l'aide du rhéostat pour maintenir la ddp et le courant à des valeurs, à peu près, constantes.

CHAPITRE 3

RAPIELS

ET

ETUDE THEORIQUE

Notations du chapitre 3

notations relatives au paragraphe 31

- A : Aire d'une surface, $[m^2]$
- C_1 et C_2 : Constantes dimensionnelles de l'équation de Planck
- E : Pouvoir émissif total d'un corps, $[kcal/m^2.h]$, dans un angle solide 2π pris à partir d'un élément plan; E_b , pouvoir émissif total d'un corps noir; E_g , pouvoir émissif total d'un corps gris.
- $E_{b\lambda}$: Pouvoir émissif monochromatique d'une surface noire, $[kcal/h.m^2.\mu]$ dans un angle solide 2π pris à partir d'un élément plan.
- F : Facteur d'angle. F_{12} est la fraction du rayonnement émis par une surface noire A_1 , qui est directement interceptée par une surface A_2 .
- F : Facteur global.
- G : Irradiation ou rayonnement par unité de temps qui tombe sur une surface, $[kcal/h.m^2]$.
- I : Intensité du rayonnement émis par une surface noire dans une direction φ faisant l'angle φ avec la normale; se exprime en unités énergétiques par unité de surface, de temps, d'angle solide, $\cos\varphi$.
- J : Densité de flux de rayonnement affectif, $[kcal/h.m^2]$
- q : Flux de chaleur transmis, $[kcal/h]$
- r : Distance séparant deux éléments de surfaces, $[m]$.

T : Température absolue, [$^{\circ}\text{K}$]

V_e : Vitesse de propagation du rayonnement, [m/s]

Alphabet grec :

α : Facteur total d'absorption ; α_λ , facteur d'absorption monochromatique.

ϵ : Facteur total d'émission ; ϵ_g , émissivité d'un corps gris ; ϵ_λ , facteur d'émission monochromatique.

λ : Longueur d'onde de rayonnement, [μ]

ν_r : Fréquence de rayonnement, [s^{-1}]

ρ : Facteur de réflexion.

σ : Constante de Stephen. Boltzmann, [$\text{kcal}/\text{h.m}^2(^{\circ}\text{K})^4$], dans un angle solide 2π au dessus d'un élément plan.

τ : Facteur de transmission.

φ : Angle formé par la direction de rayonnement avec la normale à l'élément de surface (c.f. fig 32)

ω : Angle solide.

notations du paragraphe 3.2 :

- A : aire d'une surface, $[cm^2]$; A_e , surface de l'élément chauffant; A_v , surface du vaisseau.
- d : diamètre, $[cm]$; d_1 , désigne le diamètre du câble de support ainsi que le diamètre intérieur de l'isolant; d_2 , représente le diamètre extérieur de l'isolant.
- F_{ev} : Facteur d'angle entre le cylindre et les parois.
- F_{ev}^g : Facteur globale de forme.
- h : Coefficient superficiel de transmission de chaleur entre l'air et l'isolant, $[cal/s.cm^2oc]$
- k : Conductivité thermique, $[cal/s.cm^2oc]$; k_1 , conductivité thermique du câble porteur; k_2 , conductivité thermique de l'isolant recouvrant le câble porteur.
- L : Longueur du câble porteur ainsi que celle de l'isolant, $[cm]$.
- q : Flux de chaleur transmis, $[cal/s.cm^2]$; q_r , flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'élément et les parois; q_x , flux de chaleur traversant la section transversale du câble porteur à l'abscisse x ; $q_{e,c}$, flux de chaleur perdu par convection à la surface de l'isolant.
- T : Température absolue, $[°K]$; T_e , température de l'élément chauffant; T_v , température du vaisseau; T_x , température des câbles porteur à l'abscisse x ; T_s , température de surface de l'isolant.

Alphabet grec :

- ϵ : Émissivité total de l'élément chauffant.

notations du paragraphe 3.3:

A : Aire d'une surface de transmission de chaleur, [cm²]

D : Diamètre de l'élément cylindrique, [cm].

Gr : Nombre de Grashof; $Gr = D^3 \rho^2 g \beta \Delta T / \mu^2$.

h_c : Coefficient superficiel de transmission de chaleur par convection naturelle, [cal / s.cm².°C].

K : Conductivité thermique évaluée à la température T_f , [cal / s.cm.°C].

L : Longueur de l'élément cylindrique, [cm].

Nu : Nombre de Nusselt, s'exprime par $h_c D / k$.

Pr : Nombre de Prandtl, $c_p \mu / k$ est calculé pour la température T_f ; $Pr = 0,74$ pour l'air.

T : Température absolue, [°K], T_s , température de surface de l'élément; T_∞ , température "ambiante"; $T_f = (T_s + T_\infty) / 2$, moyenne arithmétique de la température de surface T_s et la température T_∞ du fluide, au repos.

v : Vitesse du fluide, [cm/s].

Alphabet grec :

β : Coefficient cubique de dilatation, inverse °C

μ : Viscosité du fluide, [g / cm.s]

ρ : masse volumique du fluide, [g / cm³]

L'échange de chaleur entre l'élément chauffant et le milieu environnant dans lequel il se trouve s'effectue par les mécanismes de transmission qui sont le rayonnement et la convection. Pour la connaissance qualitative et quantitative de chaque phénomène il serait nécessaire de les isoler et de faire l'étude de chaque processus séparément.

L'élément chauffant est considéré suffisamment éloigné des parois du crisson pour que l'échange de chaleur par convection soit effectivement par convection naturelle.

Le rayonnement émanant de la surface du cylindre passe à travers la masse gazeuse contenue dans l'enceinte, qui dans notre cas est de l'air, constituée principalement de composés à molécules symétriques, oxygène et azote, qui n'ont pas de bandes d'absorption dans le spectre de longueur d'ondes prédominant dans la transmission de chaleur par rayonnement pour les cas pratiques. Ainsi, l'air introduit dans le crisson sera considéré transparent au rayonnement et d'humidité négligeable.

Compte tenu de la faible puissance de chauffe fournie au cylindre, le maximum atteint étant 10 watts, la quantité de chaleur perdue par conduction à travers les parois vers le milieu extérieur sera négligeable et on considèrera, donc, que la température de l'atmosphère dans laquelle est suspendu l'élément est égale à celle du crisson.

On supposera aussi, que la surface de l'élément est faible devant celle de l'enceinte, vu que le constructeur ne nous donne aucun renseignement sur la surface et l'émissivité du crisson. Mais cette simplification reste acceptable car elle n'introduit pas une grande erreur dans les calculs faits à partir des équations établies ci-dessous.

3.1 étude du rayonnement et de la transmission de chaleur par rayonnement

3.1.1 Le rayonnement thermique :

Le rayonnement est une émission d'énergie par ondes électromagnétiques. L'émission d'énergie s'effectue par quanta.

La longueur d'onde de rayonnement λ est définie par le rapport de la vitesse de propagation, v_e , et la fréquence de rayonnement ν_r :

$$\lambda = \frac{v_e}{\nu_r} \quad 31$$

Une explication qualitative du mécanisme par lequel l'énergie de rayonnement est transmise ceci à l'aide de la théorie ondulatoire : dans le procédé de l'émission, un corps transforme une partie de son énergie interne en ondes électromagnétiques, ces dernières se déplacent dans l'espace jusqu'à ce qu'elles frappent un autre corps, qui lui aussi transformera en énergie interne la partie absorbée.

La quantité totale de rayonnement qu'émet un corps par unité de surface et de temps est appelée pouvoir émissif total, E .

312. absorption, réflexion et transmission du rayonnement :

Lorsqu'un rayonnement tombe sur un corps il est partiellement absorbé, réfléchi et transmis. La relation entre l'énergie absorbée, réfléchie et transmise s'écrit :

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad 32$$

α : facteur d'absorption correspondant à la fraction de rayonnement incident absorbé par le corps

ρ : facteur de réflexion, c.à.d la fraction de rayonnement réfléchi par la surface du corps

τ : facteur de transmission correspondant à la fraction du rayonnement incident transmise à travers le corps.

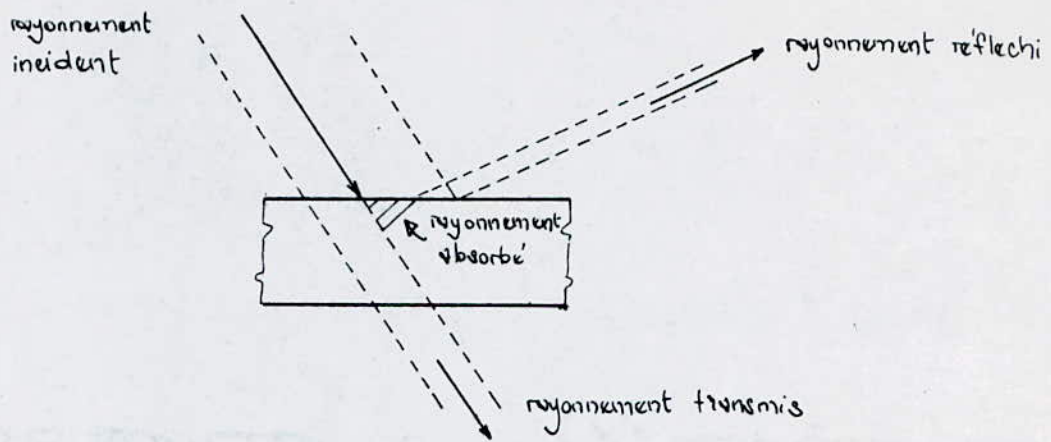


Fig 31 - réflexion, absorption et transmission du rayonnement.

313 la loi de kirchoff et le corps noir :

Le corps noir est défini comme étant un radiateur idéal, qui absorbe tout le rayonnement qui lui parvient et n'en réfléchit ou n'en transmet point.

La loi de kirchoff établit qu'à l'équilibre thermique entre des corps ayant eu des échanges par rayonnement, le rapport du pouvoir émissif d'une surface à son facteur d'absorption est le même pour tous les corps. D'où :

$$\frac{E_1}{\alpha_1} = \frac{E_2}{\alpha_2} = \frac{E_3}{\alpha_3}$$

De plus le facteur d'émission et d'absorption d'un corps sont égaux.

L'énergie émise par rayonnement d'un corps noir s'exprime en fonction de la température :

$$E_b = \sigma T^4 \quad 3.3$$

σ : constante de Stephan-Boltzmann, $4,88 \cdot 10^{-8} \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot (\text{ok})^4$

Cette énergie est émise dans toutes les directions d'un demi-espace par unité de surface et par unité de temps sur tout le spectre de longueur d'onde.

La loi de Planck exprime le pouvoir émissif monochromatique $E_{b\lambda}$ qui représente l'énergie émise depuis un corps noir par unité de surface pour la longueur d'onde λ :

$$E_{b\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}$$

34

$$C_1 = 3,22 \cdot 10^{16} \text{ [kcal} \cdot \mu^4 \text{ / m}^2 \cdot \text{h]}$$

$$C_2 = 1,4387 \cdot 10^4 \text{ [}\mu \cdot \text{°K]}$$

$E_{b\lambda}$: pouvoir émissif monochromatique d'un corps noir

λ : longueur d'onde

T : température absolue.

314 rayonnement à partir de surfaces réelles :

Le rayonnement des surfaces réelles diffère de celui d'un corps noir en plusieurs aspects. D'après la loi de Kirchhoff, une surface réelle rayonne moins qu'un corps noir à la même température qu'elle.

Si à une température donnée le rapport du pouvoir émissif monochromatique d'une surface réelle à celui d'un corps noir à la même longueur d'onde est constant tout le long du spectre, la surface est dite grise et son pouvoir émissif E_g est donné par :

$$E_g = \epsilon_g \sigma T^4 \quad \text{[kcal / h} \cdot \text{m}^2 \text{]} \quad 35$$

Il est nécessaire pour les calculs de transfert de chaleur de connaître une valeur (tout au moins moyenne) du facteur d'émission ou d'absorption pour la bande de longueur d'onde où la totalité du rayonnement est émise ou absorbée, qui dépend de la température du corps.

Le facteur d'émission moyen est déterminé par :

$$\epsilon = \frac{\int_0^{\infty} \epsilon_{\lambda} E_{b\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda}$$

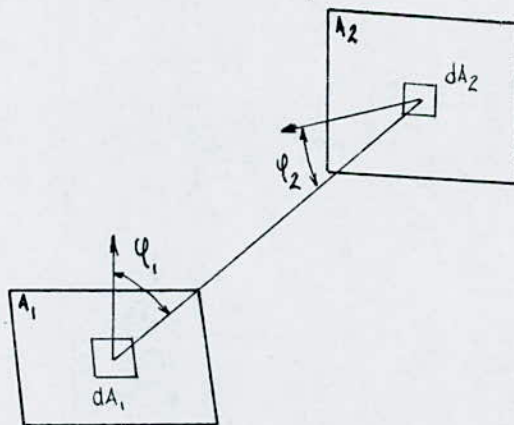
Le facteur d'absorption α :

$$\alpha = \frac{\int_0^{\infty} \alpha_{\lambda} E_{b\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{b\lambda} d\lambda}$$

Conformément à la loi de Kirchhoff, pour les corps gris α_{λ} et ϵ_{λ} sont constants sur le spectre d'onde entier, donc, en régime permanent $\alpha = \epsilon$ indépendamment de la température de l'émetteur et du récepteur. Il ne faut pas oublier toutefois, lorsque ϵ varie avec la longueur d'onde, cette relation reste valable pour une température donnée ou une longueur d'onde donnée.

315. échange de chaleur par rayonnement entre les surfaces noires :

Pour évaluer le flux de chaleur entre deux surfaces il faut déterminer la fraction de l'émission totale de chacune des surfaces qui atteint l'autre et se trouve absorbée, il ne faudrait tenir compte uniquement des positions des surfaces.



- Fig 3.2 notations pour le facteur de forme géométrique.

le flux envoyé par dA_1 , absorbé par dA_2 s'exprime par :

$$dq_{1,2} = I_1 \cos \varphi_1 dA_1 d\omega_{1,2} \quad 36$$

I_1 : intensité du rayonnement émis par dA_1

$dA_1 \cos \varphi_1$: projection de l'élément dA_1 , vu depuis dA_2

$d\omega_{1,2}$: angle solide formé par la surface formé par la surface réceptrice.

L'angle solide $d\omega_{1,2}$ est égale à la projection de dA_2 dans la direction du rayonnement incident sur r^2 :

$$d\omega_{1,2} = \cos \varphi_2 \cdot \frac{dA_2}{r^2} \quad 37$$

de plus pour un corps noir :

$$E_b = \pi \cdot I \quad 38$$

L'équation du flux devient :

$$dq_{1,2} = E_{b1} dA_1 \left(\frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 dA_2}{\pi r^2} \right) \quad 39$$

Le terme entre parenthèses correspond à la fraction de rayonnement total émis par dA_1 , et intercepté par dA_2 .

Il sera de même pour la fraction émise par dA_2 et tombant sur dA_1 , qui s'exprime par :

$$dq_{2,1} = E_{b2} dA_2 \left(\frac{\cos \varphi_2 \cos \varphi_1 dA_1}{\pi \cdot r^2} \right) \quad 310$$

Ainsi le flux de chaleur net échangé par rayonnement entre dA_1 et dA_2 est :

$$dq_{1,2} = (E_{b1} - E_{b2}) \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 dA_1 dA_2}{\pi \cdot r^2} \quad 311$$

La quantité nette $q_{1,2}$ de rayonnement entre les surfaces A_1 et A_2 sera :

$$q_{1,2} = (E_{b1} - E_{b2}) \iint_{A_1, A_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 dA_1 dA_2}{\pi \cdot r^2} \quad 312$$

Plus commodément l'intégrale double s'écrit $A_1 F_{12}$ ou $A_2 F_{21}$ où F_{12} et F_{21} sont les facteurs de formes évalués à partir des aires A_1 et A_2 respectivement.

Physiquement, les facteurs de formes représentent les fractions de rayonnement totales émises par A_1 , intercepté par A_2 et par A_2 tombant sur A_1 , respectivement.

On peut écrire l'égalité :

$$A_1 F_{12} = A_2 F_{21} \quad 3.13$$

cette égalité est le théorème de réciprocité.

Finalement, la relation fondamentale d'échange de chaleur par rayonnement entre deux surfaces noires s'écrit :

$$q_{12} = (E_{b_1} - E_{b_2}) A_1 F_{12} = (E_{b_2} - E_{b_1}) A_2 F_{21} \quad 3.14$$

3.16 échange de chaleur par rayonnement entre des surfaces grises

Quand les surfaces rayonnantes ne sont pas noires il est commode de les considérer grises vu la complexité de l'étude. Le rayonnement à partir des surfaces grises sera traité commodément en considérant la densité de flux de rayonnement effectif J , définie comme étant le flux de rayonnement par unité de surface quittant un corps donné et correspondant à la somme du rayonnement émis, réfléchi et transmis.

Ainsi, pour les corps opaques qui ne transmettent pas le rayonnement :

$$J = \rho G + \epsilon E_b \quad 3.15$$

Le flux de rayonnement net quittant une surface grise par unité de surface et de temps est :

$$\frac{dq_{net}}{dA} = J - G \quad 3.16$$

pour une surface grise, ρ est constant et $\rho + \epsilon = 1$. L'équation 3.16 peut être réécrite comme suit :

$$\frac{dq_{net}}{dA} = \frac{\epsilon}{\rho} E_b - \frac{1-\rho}{\rho} J = \frac{\epsilon}{\rho} (E_b - J) \quad 3.17$$

Après intégration, avec la condition d'uniformité de distribution de l'irradiation sur la surface A, le flux de rayonnement net quittant une surface A est :

$$q_{\text{net}} = \frac{\epsilon}{\rho} A (\epsilon_b - J) \quad 3.18$$

Il peut être aussi exprimé en fonction du facteur de forme géométrique puisque l'effet de la géométrie du système est identique à celui des surfaces noires.

Le rayonnement entre 2 surfaces grises A_1 et A_2 émettant des quantités de rayonnement J_1 et J_2 , respectivement est :

$$q_{12} = (J_1 - J_2) A_1 F_{12} = (J_1 - J_2) A_2 F_{21} \quad 3.19$$

Le flux de chaleur net dans l'équation 3.18, peut être interprété par un circuit équivalent où le flux traverserait une résistance égale à $\rho / \epsilon A$ entre deux nœuds aux potentiels ϵ_b et J .

Pour les corps gris placés dans une enceinte grise, le flux de chaleur net échangé par rayonnement est déterminé à l'aide des équations 3.18 et 3.19. Le réseau équivalent se présente comme suit :

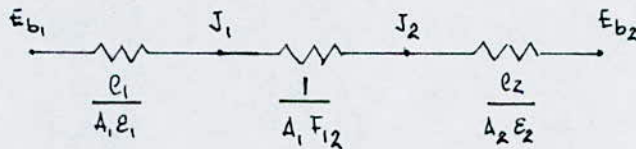


Fig 33. réseau équivalent pour le rayonnement de deux corps gris.

La conductance équivalente s'exprime par :

$$A_1 \tilde{F}_{12} = \frac{1}{\frac{\epsilon_1}{A_1 \epsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{\epsilon_2}{A_2 \epsilon_2}} \quad 3.20$$

cette conductance est à utiliser dans l'équation 3.14 pour la détermination du flux de chaleur échangé par rayonnement entre deux corps gris.

3.17. rayonnement, des gazs et vapeurs :

Beaucoup de gazs et de mélanges gazeux tel O_2 , N_2 , H_2 , air sec, etc..., ont des molécules symétriques et sont pratiquement transparents au rayonnement thermique. Ils n'émettent ni absorbent de quantités appréciables d'énergie rayonnante aux températures usuelles.

Par contre le rayonnement des gazs hétéro-polaires et des vapeurs tels que CO_2 , H_2O , SO_2 , CO , NH_3 , les hydrocarbures et les alcools influe sur le transfert de chaleur.

Contrairement aux solides, les gazs émettent et absorbent le rayonnement, seulement, dans des bandes de longueurs d'ondes.

Pour calculer la quantité de chaleur, qui s'écoule par rayonnement entre un gaz non lumineux à la température T_G et les parois du corps noir contenant le gaz, supposées à la température uniforme T_w , on évalue le facteur total d'absorption α_G à la température T_w et le facteur total d'émission ϵ_G à la température T_G . Le flux de chaleur rayonné est égal à la différence du rayonnement émis et le rayonnement absorbé, soit :

$$q_r = \sigma A_G (\epsilon_G T_G^4 - \alpha_G T_w^4) \quad 3.21$$

L'émission et l'absorption de l'énergie par un solide sont essentiellement des phénomènes de surfaces mais pour une couche gazeuse, dans le calcul du rayonnement on doit tenir compte aussi de son épaisseur, sa pression et sa forme.

3.2 - étude de l'échange de chaleur par rayonnement stagnant dans le crisson:

A l'élément cylindrique suspendu à l'intérieur du crisson est fourni une puissance électrique, $w = UI$, chauffante qui portera l'élément à une certaine température T_e . Suite à cet échauffement il échange de la chaleur avec l'air se trouvant à l'intérieur du crisson et les parois de ce dernier qui à l'équilibre seront portées à la température T_v .

Quand la pression relative à l'intérieur du crisson est nulle l'échange de chaleur entre l'élément chauffant et les parois se fait uniquement par rayonnement, la convection se trouve éliminée à cette pression.

L'air introduit dans le creux est considéré d'humidité négligeable c'est à dire sec, donc, il restera transparent au rayonnement.

Le réseau équivalent à l'échange de chaleur par rayonnement entre l'élément chauffant et les parois du creux, en considérant que toute la surface des parois est irradiée uniformément, se présente comme suit :

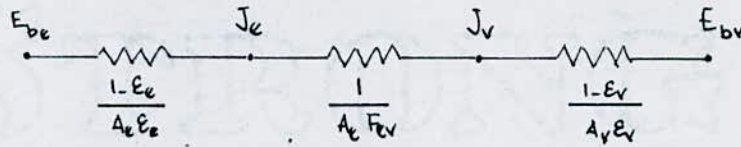


fig 34 - réseau équivalent pour l'échange par rayonnement entre l'élément et les parois

Le réseau se présente à des résistances en série ceci donne une conductance équivalente

$$A_e \tilde{F}_{ev} = \frac{1}{\frac{1-E_e}{A_e E_e} + \frac{1}{A_e F_{ev}} + \frac{1-E_v}{A_v E_v}} \quad 322$$

l'élément chauffant se trouvant entièrement entouré par l'enceinte donc le facteur d'angle F_{ev} vaut l'unité. Ainsi la conductance équivalente se réduit à :

$$A_e \tilde{F}_{ev} = \frac{A_e}{\frac{1}{E_e} + \frac{A_e (1-E_v)}{A_v E_v}} \quad 323$$

En supposant que l'enceinte est entièrement cylindrique, la surface participant à l'échange est estimée à :

$$A_v = 19084 \text{ cm}^2$$

tandis que la surface de l'élément chauffant est calculée exactement et vaut :

$$A_e = \left(2 \frac{\pi D_e^2}{4} + \pi D_e l \right) = 32,26 \text{ cm}^2$$

le rapport des surfaces A_e et A_v est de l'ordre de 10^{-3} , on le suppose, donc, négligeable.

L'équation 3.23 peut être réécrite:

$$A_e \tilde{F}_{ev} = A_e \epsilon_e$$

3.24

Enfin, le flux de chaleur échangé entre l'élément et l'enceinte par unité de surface s'exprime:

$$q_r = \epsilon \sigma (T_e^4 - T_v^4)$$

3.25

La quantité de chaleur échangée entre le cylindre et les parois de l'enceinte peut être déterminée quantitativement puisqu'elle correspond à la puissance calorifique absorbée par l'élément chauffant.

Cette puissance calorifique n'est pas égale exactement à celle fournie par l'alimentation stabilisée car des pertes dans les câbles conducteurs et dans les câbles supportant l'élément chauffant, non négligeables doivent être pris en considération.

3.2.1 pertes dans les câbles de support:

Les câbles de support étant liés d'un côté à l'élément chauffant et au crissement de l'autre, leurs extrémités se trouvent portées aux températures respectives de chaque liaison. Ainsi, ces câbles agissent comme des tiges cylindriques où une partie de l'énergie électrique fournie au cylindre s'y dissipe, d'abord par conduction dans le câble et son isolant puis par rayonnement et convection de la surface de ce dernier vers les parois de l'enceinte.

Pour estimer ces pertes dans les câbles de support on posera le problème exactement comme pour obtenir l'équation définissant la répartition des températures dans une tige.

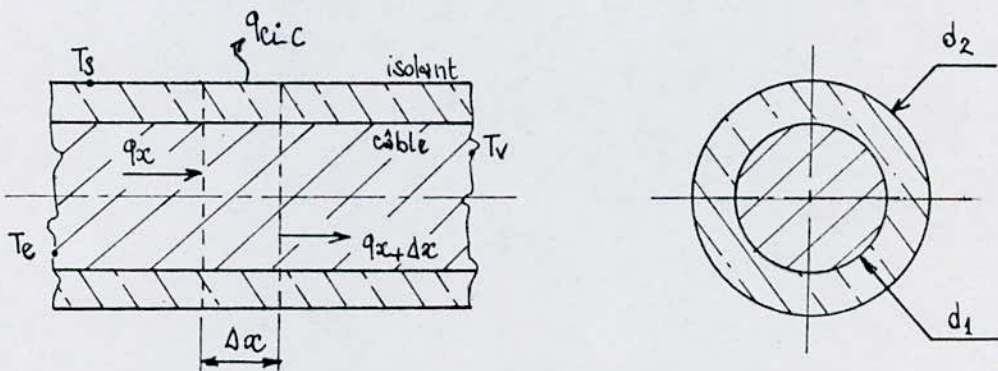


Fig 35. schéma et notations d'un câble recouvert de l'isolant

Le câble de section transversale A constante est fait d'un matériau ayant une conductivité thermique k_1 . On suppose que les gradients de températures radiaux sont si petits que la température est uniforme dans n'importe quelle section transversale du câble, i.e. $T = T(x)$. L'isolant recouvrant le câble a une conductivité thermique k_2 , tandis que le coefficient d'échange de chaleur entre la surface de l'isolant et l'air contenu dans l'enceinte est h .

Le bilan thermique appliqué à un petit élément de câble nous donnera l'équation définissant la répartition de températures. En régime permanent, le flux de chaleur qui entre par conduction par la face du côté de l'élément chauffant est égale à celle qui sort par la face du côté du milieu, par conduction, et par convection de la surface de l'isolant vers "l'ambiance".

$$\begin{array}{l} \text{le flux thermique qui entre} \\ \text{par conduction, dans le} \\ \text{câble par la face située à} \\ \text{la distance } x \end{array} = \begin{array}{l} \text{flux thermique qui sort} \\ \text{par conduction de l'élé} \\ \text{par la face située à la} \\ \text{distance } x + \Delta x \end{array} + \begin{array}{l} \text{flux thermique qui} \\ \text{sort par convection} \\ \text{de la surface entre} \\ \text{ } x + \Delta x \text{ et } x \end{array}$$

ou encore :

$$q_{x-c} = q_{x+\Delta x-c} + q_{ci-c} \quad 326$$

le flux de chaleur dissipé à la surface de l'isolant s'exprime :

$$q_{ci-c} = h 2\pi \cdot r_2 \Delta x (T_s - T_v) \quad 327$$

cette même quantité de chaleur a été transmise par conduction dans l'isolant avant d'être transmise par convection. On peut écrire l'équation 327 :

$$q_{ci-c} = k_2 \cdot \frac{2\pi \Delta x}{\ln r_2/r_1} (T_x - T_s) \quad 328$$

En résolvant les équations 327 et 328 par rapport aux différences de températures nous obtenons :

$$T_s - T_v = \frac{q_{ci-c}}{2\pi r_2 \Delta x h} \quad 329$$

$$T_x - T_s = \frac{q_{ci-c}}{2\pi k_2 \frac{\Delta x}{\ln r_2/r_1}} \quad 330$$

en additionnant membre à membre les équations précédentes il vient :

$$T_x - T_v = q_{ci-c} \left[\ln \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{1}{2\pi k_2 \Delta x} + \frac{1}{2\pi h r_2 \Delta x} \right] \quad 331$$

et par conséquent :

$$q_{ci-c} = \frac{2\pi \Delta x}{\frac{1}{k_2} \ln r_2/r_1 + \frac{1}{h r_2}} \quad 332$$

L'équation 326 peut, maintenant, être réécrite, sous la forme :

$$-k_1 A \frac{dT}{dx} \Big|_x = -k_1 A \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} + \frac{2\pi (T_x - T_v)}{\frac{1}{k_2} \ln r_2/r_1 + \frac{1}{h r_2}} \quad 333$$

$$\frac{k_1 A \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} - k_1 A \frac{dT}{dx} \Big|_x}{\Delta x} = \frac{2\pi (T_x - T_v)}{\frac{1}{k_2} \ln r_2/r_1 + \frac{1}{h r_2}} \quad 334$$

quand Δx tend vers zéro alors :

$$k_1 A \frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{2\pi}{\frac{1}{k_2} \ln r_2/r_1 + \frac{1}{h r_2}} (T_x - T_v) \quad 335$$

en posant $m^2 = \frac{2\pi}{k_1 A \left(\frac{1}{k_2} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h r_2} \right)}$ nous obtenons l'équation différentielle

classique du second ordre d'une tige :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = m^2 (T_\infty - T_v) \quad 3.36$$

La solution générale de cette équation est :

$$T_x - T_v = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad 3.37$$

les constantes d'intégration C_1 et C_2 sont déterminées par les conditions aux limites qui sont :

$$\begin{aligned} x=0 & \quad T_x = T_e \\ x=L & \quad T_x = T_v \end{aligned}$$

C'est à dire que les températures à la base et à l'extrémité du câble sont égales à celle de la surface où elles sont attachées. Après substitution de ces conditions dans l'équation 3.37, ce qui donne :

$$\left\{ \begin{aligned} C_1 + C_2 &= T_e - T_v \end{aligned} \right. \quad 3.38a$$

$$\left\{ \begin{aligned} e^{mL} C_1 + e^{-mL} C_2 &= 0 \end{aligned} \right. \quad 3.38b$$

La résolution de ce système d'équations nous permet de trouver la valeur des constantes C_1 et C_2 :

$$C_1 = \frac{e^{-mL}}{e^{-mL} - e^{mL}} (T_e - T_v)$$

$$C_2 = \frac{e^{mL}}{e^{mL} - e^{-mL}} (T_e - T_v)$$

La substitution des constantes par leurs valeurs respectives donne la répartition des températures:

$$T(x) - T_v = \frac{T_e - T_v}{e^{-mL} + e^{mL}} \left[e^{m(x-L)} - e^{-m(x-L)} \right] \quad 339.$$

La quantité de chaleur perdue par les câbles peut être maintenant facilement déterminée:

$$q_{\text{câbles}} = -2k_1 A \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \quad 340.$$

La combinaison des équations 339. et 340. nous permet d'obtenir le flux de chaleur perdu dans les câbles:

$$q_{\text{câbles}} = \frac{2k_1 A m}{\tanh mL} (T_e - T_v) \quad 341.$$

où $m = \frac{2\pi}{k_1 A \left(\frac{1}{k_2} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h r_2} \right)}$

Nous ne pouvons estimer avec exactitude la quantité de chaleur perdue par les câbles de support, vu qu'on ne connaît pas les caractéristiques physiques des câbles et de leur isolant, de ce fait, on utilisera l'équation proposée par le constructeur dans le calcul de l'effet des câbles. Elle se présente, comme suit:

$$q_{\text{câbles}} = 0,004 (T_e - T_v) \quad 342$$

Le fait de l'existence de pertes au niveau des câbles porteur nous amène à corriger la surface de l'élément chauffant d'une certaine fraction de sa surface A_e qui échangerait la même quantité de chaleur que celle perdue par les câbles. Nous ne ferons pas le calcul pour déterminer cette surface équivalente pour les mêmes raisons citées précédemment et nous adopterons ici aussi la valeur proposée par le constructeur qui est de $0,02 A_e$.

3.2.2 pertes dans les câbles d'alimentation:

Les pertes par effet joule dans les câbles d'alimentation doivent être prises en considération. Ils correspondent aux 4% de la puissance de chauffe mesurée fournie au cylindre. Ce chiffre est à l'origine de l'estimation faite par le constructeur. Donc les pertes dans les câbles d'alimentation s'expriment :

$$q_{\text{câbles}, w} = 0,04 W = 0,04 U.I \quad 343$$

3.2.3. le flux de chaleur dissipé par rayonnement:

En tenant compte des pertes dans les câbles de support et d'alimentation, nous pouvons corriger la puissance de chauffage.

On rappelle les pertes dans les différents câbles sont :

$$q_{\text{câbles}, s} = 0,0004 (T_e - T_v)$$

$$q_{\text{câbles}, a} = 0,04 W$$

Ainsi la puissance réelle de chauffage vaut

$$Q = \frac{U.I. 0,96}{4,186} - 0,0004 (T_e - T_v) \quad 344$$

et le flux de chaleur échangé entre l'élément et le fluide, correspondant aussi au flux de chaleur rayonné à pression nulle :

$$q = \frac{Q}{1,02 \cdot A_e} \quad 345$$

3.3 Analyse dimensionnelle:

L'analyse dimensionnelle est une méthode de détermination du coefficient d'échange de chaleur par convection. Cette analyse nous permet d'établir une corrélation entre les données expérimentales à partir de laquelle des équations empiriques sont obtenues. En pratique on utilise, généralement, ces équations pour le calcul du coefficient d'échange par convection.

3.3.1 dimensions fondamentales et formules dimensionnelles:

Les formules dimensionnelles des variables utilisées sont exprimées en fonction des dimensions fondamentales qui sont:

- la longueur L
- le temps θ
- la température T
- la masse M

Les formules dimensionnelles des grandeurs physiques découlent toutes des définitions et des lois physiques.

Dans le tableau suivant on présente quelques quantités physiques appropriées au transfert de chaleur par convection pour un écoulement fluide perpendiculaire (ou parallèle) à un tube chauffé, afin de donner un exemple de formule dimensionnelle tout en se limitant dans le cadre de notre étude.

Variable	Symbole	Equation dimensionnelle	Unités techniques
diamètre du tube	D	L	cm
conductivité thermique	k	ML/θ^3T	$\text{cal}/\text{s}\cdot\text{cm}\cdot^\circ\text{C}$
vitesse du fluide	v	L/ θ	cm/s
masse volumique	ρ	M/L^3	g/cm^3
viscosité du fluide	μ	$M/L\theta$	$\text{g}/\text{cm}\cdot\text{s}$
chaleur spécifique à pression constante	C_p	L^2/θ^2T	$\text{cal}/\text{g}\cdot^\circ\text{C}$
coefficient de convection	\bar{h}_c	M/θ^2T	$\text{cal}/\text{s}\cdot\text{cm}^2\cdot^\circ\text{C}$

Tableau 31

3.3.2 théorème Π de Buckingham:

Le nombre de groupes adimensionnels indépendants qui peut être formé par combinaison des variables physiques du problème donné est égal au nombre total de ces quantités physiques n diminué du nombre de dimensions fondamentales m nécessaires pour exprimer les formules dimensionnelles de n quantités physiques.

En désignant par π_1, π_2, \dots etc, ces groupes, la relation entre les variables possède une solution, sous la forme:

$$F(\pi_1, \pi_2, \dots) = 0$$

ou

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \dots)$$

346

3.3.3 détermination des groupes adimensionnels :

Les sept quantités physiques et les quatre dimensions fondamentales nécessaires pour la détermination des groupes adimensionnels ont été données dans le tableau 3.1. On peut donc s'attendre à ce que trois groupes adimensionnels soient nécessaires pour déterminer la corrélation entre les données.

Les groupes sont déterminées à partir de la résolution de l'équation Π écrite sous forme d'un produit de variables ayant un exposant inconnu :

$$\Pi = D^a \cdot k^b \cdot v^c \cdot \rho^d \cdot \mu^e \cdot c_p^f \cdot h_c^g \quad 3.47$$

on obtient en réécrivant l'équation Π à l'aide des formules adimensionnelles :

$$\Pi = (L)^a \cdot (ML/\theta^3 T)^b \cdot (L/\theta)^c \cdot (M/L^3)^d \cdot (M/L\theta)^e \cdot (L^2/\theta^2 T)^f \cdot (M/\theta^3 T)^g \quad 3.48$$

Les groupes adimensionnels obtenus sont :

• $\Pi_1 = \frac{h_c D}{k}$, c'est le nombre de Nusselt qui représente le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface, au gradient de température de référence $(T_e - T_v / D)$

• $\Pi_2 = \frac{v D \rho}{\mu}$, c'est le nombre de Reynolds qui est le rapport des forces d'inerties à celles de viscosités.

• $\Pi_3 = \frac{\mu c_p}{k}$, c'est le Prandtl représentant le rapport de deux propriétés moléculaires, la viscosité cinématique ($\nu = \mu/\rho$) et la diffusivité thermique ($k/\rho c_p$)

La relation fonctionnelle s'écrit, conformément à l'équation 3.46 :

$$\bar{Nu} = f(Re_D, Pr)$$

Ainsi les résultats expérimentaux peuvent s'exprimer en fonction de trois variables au lieu de sept initialement.

334 corrélation entre les résultats expérimentaux:

L'expérience a montré qu'il existe, effectivement, une corrélation entre les données expérimentales, ceci est visualisé par le tracé de graphes portant en abscisses le produit $(Re \cdot Pr)$ et en ordonnées le Nusselt.

A l'aide, donc, de l'analyse dimensionnelle on peut attendre les résultats d'une seule série de mesure, à une variété d'autres problèmes et de la corrélation entre les données on pourra déterminer facilement le coefficient d'échange par convection mais sous la condition que le produit $(Re \cdot Pr)$ reste dans le domaine fixé par l'expérience.

335 principe de similitude:

Le principe de similitude dit aussi théorie des maquettes, énonce que deux systèmes seraient semblables si le rapport de leurs dimensions, leurs forces, leurs vitesses, etc, sont les mêmes.

Pour des systèmes géométriquement semblables en convection forcée, les champs de vitesses ne seraient semblables que si le rapport des forces d'inertie à ceux de viscosité est le même pour les deux fluides, ce qui correspond à des conditions d'écoulement semblables pour une valeur donnée du Reynolds.

Le nombre de Pr relie la répartition de vitesse à celle de la température puisqu'il est le rapport de la viscosité dynamique qui affecte la distribution de vitesses à la diffusivité thermique qui affecte le profil de température. Ainsi des systèmes géométriquement semblables des Re et Pr égales auront une répartition de température similaire.

Par conséquent le nombre de Nusselt étant égal au rapport du gradient de température à l'interface fluide-surface ou gradient de température de référence, on pourrait s'attendre à ce que ces systèmes géométriquement semblables aient des champs de températures semblables.

On voit finalement, que le principe de similitude et la corrélation entre les données expérimentales se complètent, puisque la première explique les résultats expérimentaux et la deuxième apporte la justification expérimentale au principe.

34 La convection naturelle

341 mécanisme de la transmission de la chaleur :

On a transmission de chaleur par convection à chaque fois qu'un corps sera placé dans un fluide à une température différente de la sienne. C'est la différence de température qui provoque l'écoulement de chaleur entre le fluide et le corps, ainsi qu'une variation de densité des couches fluides au voisinage de la surface. La différence de densité est à l'origine de l'écoulement ascendant de la chaleur. Dans le cas où le mouvement du fluide ne résulte que des différences de densités uniquement, le mécanisme de transmission de la chaleur correspondant est dit convection naturelle.

La figure 36 montre les répartitions des vitesses et des températures à proximité d'une plaque verticale chauffée dans l'air.

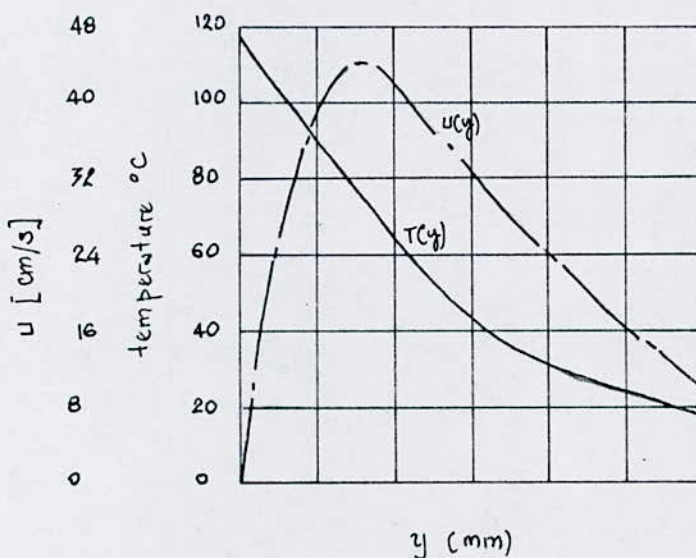


Fig 36. distribution des températures et des vitesses au voisinage d'une plaque verticale placée dans une atmosphère au repos

A une distance, z , donnée du bas de la plaque la vitesse de montée de l'air en un point augmente lorsque la distance y à la paroi augmente, passe par un maximum à 2,5 mm et 4 mm puis diminue et s'approche de zéro à 25-50 mm de la plaque.

Les gradients de températures sont les plus élevés près du bas de la plaque où l'air est plus froid et diminuent lorsque l'air monte le long de la plaque.

La quantité de chaleur échangée par convection entre la paroi solide et le fluide environnant est déterminée généralement par l'équation de Newton:

$$dq_c = h_c dA (T_s - T_\infty) \quad 349$$

Cette équation est rapportée à une surface infiniment petite dA , du fait que le coefficient d'échange de chaleur, h_c , par convection naturelle n'est pas uniforme sur une surface. On fera donc la distinction entre une valeur locale de h_c et une valeur moyenne \bar{h}_c .

3.4.2. paramètres de similitudes pour la convection naturelle :

Lorsque des corps sont géométriquement semblables, il a été montré que les rapports des forces d'inertie aux forces de viscosité étaient identiques :

$$\frac{\rho_2 v_2 L_2}{\mu_2} = \frac{\rho_1 v_1 L_1}{\mu_1} \quad 350$$

il est de même pour le rapport des forces ascensionnelles aux forces de viscosité ainsi :

$$\frac{\rho_2 g \beta_2 (T - T_\infty)_2 L_2^2}{\mu_2 v_2} = \frac{\rho_1 g \beta_1 (T - T_\infty)_1 L_1^2}{\mu_1 v_1} \quad 351$$

cette expression sans dimension, conjuguée avec le nombre de Reynolds exprime une similitude dans un système de convection naturelle, mais vu qu'il est difficile de déterminer la vitesse du fluide qui n'est pas une quantité indépendante mais dépendant de la force ascensionnelle, il serait plus commode de l'éliminer en multipliant la relation 358 par le nombre de Reynolds, ce qui donne:

$$\frac{\rho_2^2 g \beta_2 (T - T_\infty)_2 L_2^3}{\mu_2^2} = \frac{\rho_1^2 g \beta_1 (T - T_\infty)_1 L_1^3}{\mu_1^2} \quad 352$$

le nombre sans dimension $\frac{\rho^2 g \beta (T - T_\infty) L^3}{\mu^2}$ est appelé nombre de Grashof qui représente le rapport des forces ascensionnelles aux forces de viscosité.

Les unités sont :

ρ	kg/m ³	L	m
μ	kg/m.s	T - T _∞	°C
β	1/deg absolu	g	m/s ²

remarque: ces unités correspondent à celles utilisées dans la bibliographie. Les unités utilisées pour le calcul ont été mentionnées au début du chapitre.

Lorsque la force ascensionnelle agit seule, on peut déterminer la vitesse du fluide à l'aide des quantités se trouvant dans le nombre de Grashof alors le nombre de Reynolds n'est plus utile en convection naturelle et l'égalité des nombres de Grashof établit la similitude dynamique.

Par conséquent, la similitude des champs de vitesse et de température exige pour des corps chauffés ou refroidis par convection naturelle que les nombres de Gr et Pr soient égaux en des points correspondants et il en découle que les nombres de Nusselt le sont aussi.

de plus si les vitesses sont suffisamment petites pour que les forces d'inerties puissent être négligées devant les forces de viscosité et de la force accentuonelle, le nombre de Nusselt peut être exprimé comme fonction de la seule variable $(Gr.Pr)$ et on peut écrire :

$$Nu = \varphi (Gr.Pr)$$

353.

34.3. détermination de la conductance par unité de surface pour des cylindres horizontaux :

L'analyse dimensionnelle ayant donné une corrélation entre les résultats expérimentaux, les courbes passant par les points représentatifs des résultats expérimentaux ont été mises en équations afin de comparer ces résultats avec ceux obtenus par la méthode analytique. On s'est intéressé juste aux interprétations des résultats obtenus pour des cylindres horizontaux puisqu'ils rentrent dans le cas de notre travail.

Les équations proposées s'appliquent strictement à des corps immergés, un milieu de dimensions infinies où l'écoulement est influencé seulement par la forme et la disposition du corps transmettant la chaleur.

34.3.1. théorie :

Hermann a prévu les résultats des mesures de vitesses et des températures effectuées par Jodlauer, d'une manière approchée à partir de considérations théoriques. Il a indiqué pour des nombres de Grashof supérieurs à 10^4 que :

$$\frac{h_c \cdot D}{k} = 0,37 Gr^{0,25} \quad 354.$$

pour la convection naturelle sur un cylindre horizontal unique baignant dans des gaz pistomiques ($Pr = 0,74$)

3.4.3.2. correlations entre les résultats pour des cylindres horizontaux pris isolément:

Pour la transmission de chaleur par convection naturelle à partir de cylindres horizontaux, on possède des résultats pour l'air, l'hydrogène, l'oxyde carbonique, l'oxygène, l'eau, l'aniline, le tétrachlorure de carbone, la glycérine, le toluène et l'huile d'olive.

Les diamètres des cylindres peuvent être dans rapport de $1 \div 7300$, les pressions des gaz dans rapport de $1 \div 10.000$, les Prandtl dans un rapport de $1 \div 1100$ et tandis que les ΔT dans une gamme de température allant de quelques degrés à 1600°C .

Sur la figure 36 sont représentées les courbes des valeurs sans dimensions. Il est recommandé d'utiliser la courbe AA pour la détermination du coefficient de convection pour la transmission de chaleur dans un fluide quelconque.

Tandis que dans le cas d'un échange de chaleur par convection naturelle dans l'air et dans l'eau, et ceci pour le produit $(Gr \cdot Pr)$ compris entre 10^3 et 10^9 , le coefficient de convection peut être calculé à partir de:

$$\frac{h_c \cdot D}{k} = 0,53 \left[\frac{D^3 \rho^2 \beta (T - T_\infty)}{\mu^2} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right) \right]^{0,25} \quad 356$$

si la dimension linéaire caractéristique est prise égale à $\frac{\pi D}{2}$, au lieu de D comme distance parcourue par le fluide, la constante aurait été égale à 0,53.

Le cas de transmission de chaleur à partir de petits cylindres, comme le diamètre apparaît à la troisième puissance dans le nombre de Grashof, ce qui donnerait de petites valeurs à ce paramètre. Pour des valeurs de Gr inférieures à 10^3 , le coefficient de convection est déterminé, ici aussi, à partir de la courbe AA de la figure 36, celle-ci ayant été tracée entre les points expérimentaux dans la région où les nombres de Grashof sont petits.

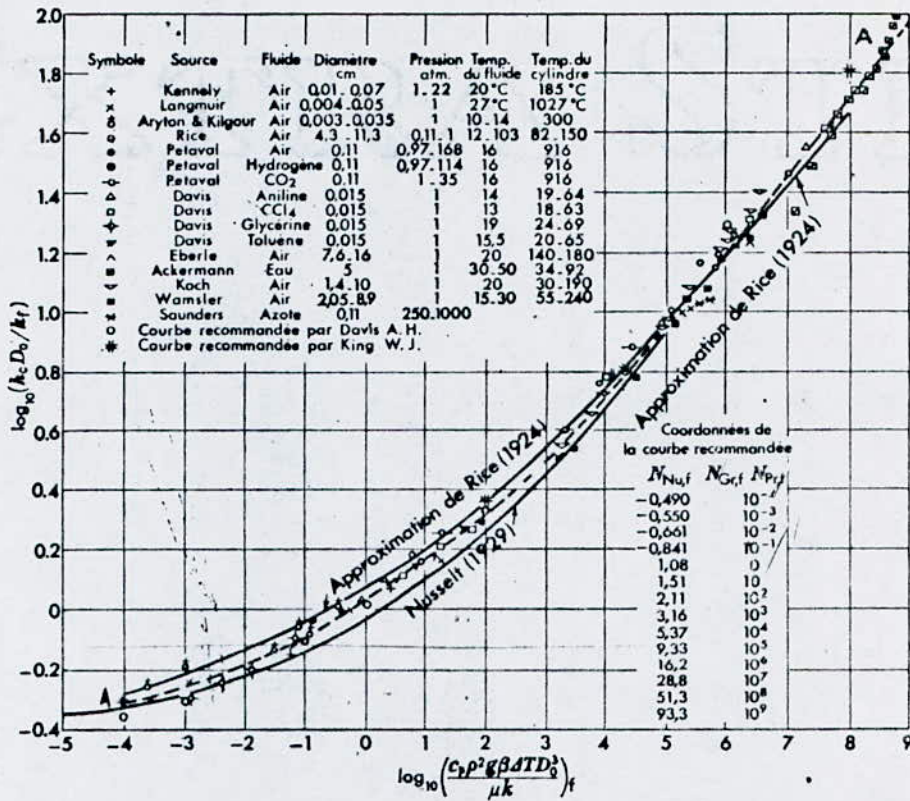


FIG. 3-36— Corrélations entre les données pour la transmission de chaleur par convection naturelle à partir des cylindres horizontaux dans des gaz et des liquides (Par autorisation de W. H. McADAMS, Heat Transmission, 3éd., New York: Mc Graw-Hill Book Company Inc. 1954)

On peut trouver des équations dimensionnelles simplifiées dans le cas de l'air à la pression atmosphérique normale et à température admissible, ainsi :

$$\text{pour } Gr.Pr = 10^3 \div 10^{12} \quad h_c = 1,05 \Delta T^{1/3} \quad 357.$$

$$\text{pour } Gr.Pr = 10^3 \div 10^{19} \quad h_c = 1,14 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{0,5} \quad 358$$

CHAPITRE 4

LES ESSAIS

4.1 Les expériences sur le rayonnement :

Le but principal de ces essais consiste en la détermination de l'émissivité de l'élément chauffant ainsi que la vérification de la loi de Stephan-Boltzmann.

L'élément chauffant échange de la chaleur avec son milieu environnant à la fois par rayonnement et par convection. Pour étudier le phénomène de rayonnement isolément, il serait nécessaire de supprimer les pertes par convection.

Il s'avère que notre appareil, même aux plus faibles pressions atteintes ne nous permet pas d'isoler le rayonnement seul ; les pertes convection restent non négligeables à ces pressions.

La méthode utilisée pour estimer la valeur exacte de l'échange par rayonnement est d'observer la variation de température de la surface de l'élément en fonction de la pression pour une puissance de chauffe donnée.

L'extrapolation à pression nulle de la courbe de la différence de température élément-milieu environnant en fonction de la pression à la puissance $1/4$ nous donnera la différence de température (élément-milieu environnant) correspondant à convection nulle et nous permettra aussi de calculer l'expression $(T_e^4 - T_v^4)$.

C'est en s'inspirant des essais déjà effectués par le constructeur qu'on a porté en abscisses la puissance $1/4$ de la pression plutôt que les valeurs de la pression à la puissance unité. Alors les graphes de $T_e - T_v = f(p^{1/4})$ présentent l'allure d'une droite facile à extrapoler à pression nulle.

Des essais pour différentes puissances de chauffe seront effectués. En portant l'expression du flux de chaleur, q_r , en fonction de $\sigma(T_e^4 - T_v^4)$ on établit ainsi la relation nous permettant de calculer l'émissivité et de vérifier la loi de Stephan-Boltzmann.

4.11. première série d'expériences :

4.11.1. présentation des résultats :

Dans ces essais, tout en gardant à chaque fois la puissance de chauffe constante nous avons relevé les températures de l'élément cylindrique et des parois de l'enceinte pour différentes valeurs de la pression reynold à l'intérieur du creuset. On a répété cette manipulation pour sept puissances de chauffe différentes.

Une fois les différents paramètres relevés nous avons tracé les graphes de la différence de température entre l'élément et le milieu environnant en fonction de la pression portée à la puissance $1/4$, ceci pour chaque valeur de la puissance de chauffe.

Dans l'idée d'obtenir l'extrapolation la plus précise possible des graphes, nous avons fait, dans cette série de mesures, varier la pression par de petites quantités afin d'avoir le maximum de points à faibles pressions.

Les différents paramètres nécessaires pour le tracé des graphes ont été portés dans les tableaux présentés ci-dessous.

Sur les graphes nous remarquons que les points expérimentaux sont dispersés. Il est donc difficile de trouver avec exactitude la droite passant au mieux par ces points.

Dans le souci d'avoir des extrapolations précises, le tracé des graphes de $(T_e - T_v)$ en fonction de $P^{1/4}$ a été effectué à l'aide de la méthode des moindres carrés.

Un programme sur ordinateur étant disponible au centre de calcul de l'école, nous avons donc utilisé pour faire le tracé.

L'algorithme de la méthode des moindres carrés est donné en annexe.

Experience 7

U (Volts)	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6
I (Amp)	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$W=UI$ (w)	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99
T_e °K	401,2	399,3	398,1	397,3	397,0	397,0	397,1
T_v °K	292,0	292,7	293,3	293,7	293,9	294,0	294,1
T_{amb} °K	292,1	292,1	292,1	292,5	293,0	293,0	293,0
$T = T_e - T_v$	109,2	106,6	106,0	104,8	103,1	103,0	103,0
P watt	0,095	0,16	0,30	0,69	0,30	1,10	1,60
$P^{1/4}$ watt	0,555	0,632	0,740	0,911	0,974	1,024	1,125

U (Volts)	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6	6,6
I (Amp)	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$W=UI$ (w)	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99
T_e °K	396,7	395,1	395,5	394,6	394	393	391,4
T_v °K	294,2	294,3	294,3	294,2	294,2	294,1	293,7
T_{amb} °K	293,0	293,0	293,0	293,0	293,0	293,0	293,1
$T = T_e - T_v$	102,6	101,8	101,2	100,4	99,9	98,9	97,7
P watt	2,20	3,20	4,00	5,00	6,00	7,00	8,40
$P^{1/4}$ watt	1,218	1,337	1,414	1,495	1,565	1,626	1,732

Tableau 4.1.

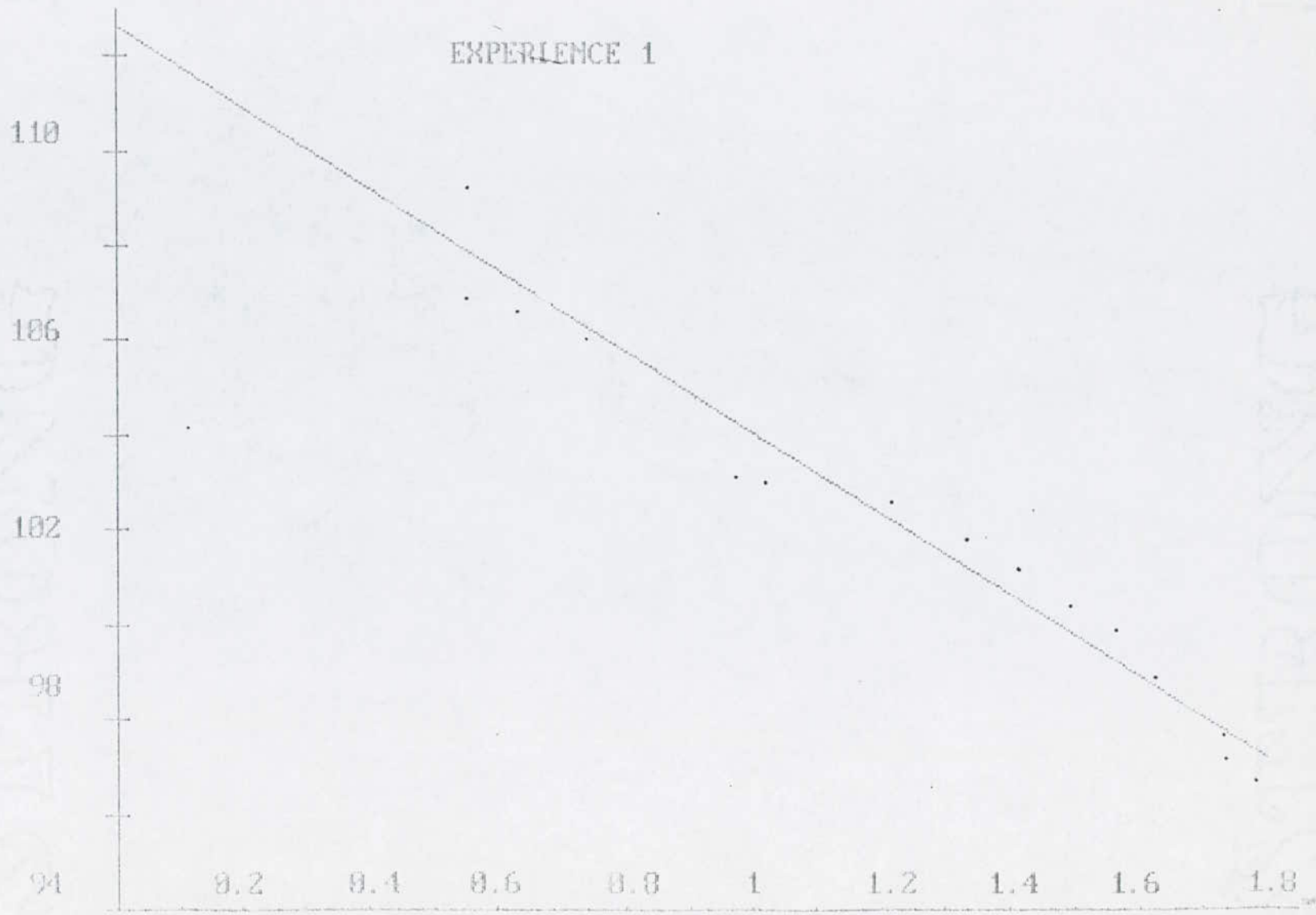


Figure 41.

Experience 2

U (Volts)	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10
I (Amp)	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
$W=UI$ (w)	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44
T_e °K	390,9	388,3	387,9	387,7	387,4	387,3	387,0
T_v °K	294,6	295,4	295,7	295,9	296,0	296,3	296,4
T_{amb} °K	295,5	295,5	295,5	295,5	295,8	296,0	296,0
$T = T_e - T_v$	96,3	92,9	92,2	91,8	91,4	91,0	90,6
P torr	0,03	0,24	0,325	0,51	0,66	0,80	1,21
$P^{1/4}$ torr	0,548	0,699	0,755	0,845	0,901	0,945	1,048

U (Volts)	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10
I (Amp)	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
$W=UI$ (w)	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44
T_e °K	386,9	386,7	386,5	386,3	385,6	385,0	384,5
T_v °K	296,5	296,6	296,6	296,6	296,7	296,6	296,6
T_{amb} °K	296,0	296,0	296,0	296,0	296,0	296,0	296,2
$T = T_e - T_v$	90,4	90,1	89,9	89,7	88,9	88,4	87,7
P torr	1,50	1,30	2,50	3,20	4,00	5,10	6,10
$P^{1/4}$ torr	1,106	1,174	1,257	1,337	1,414	1,502	1,571

Tabelau 4.2

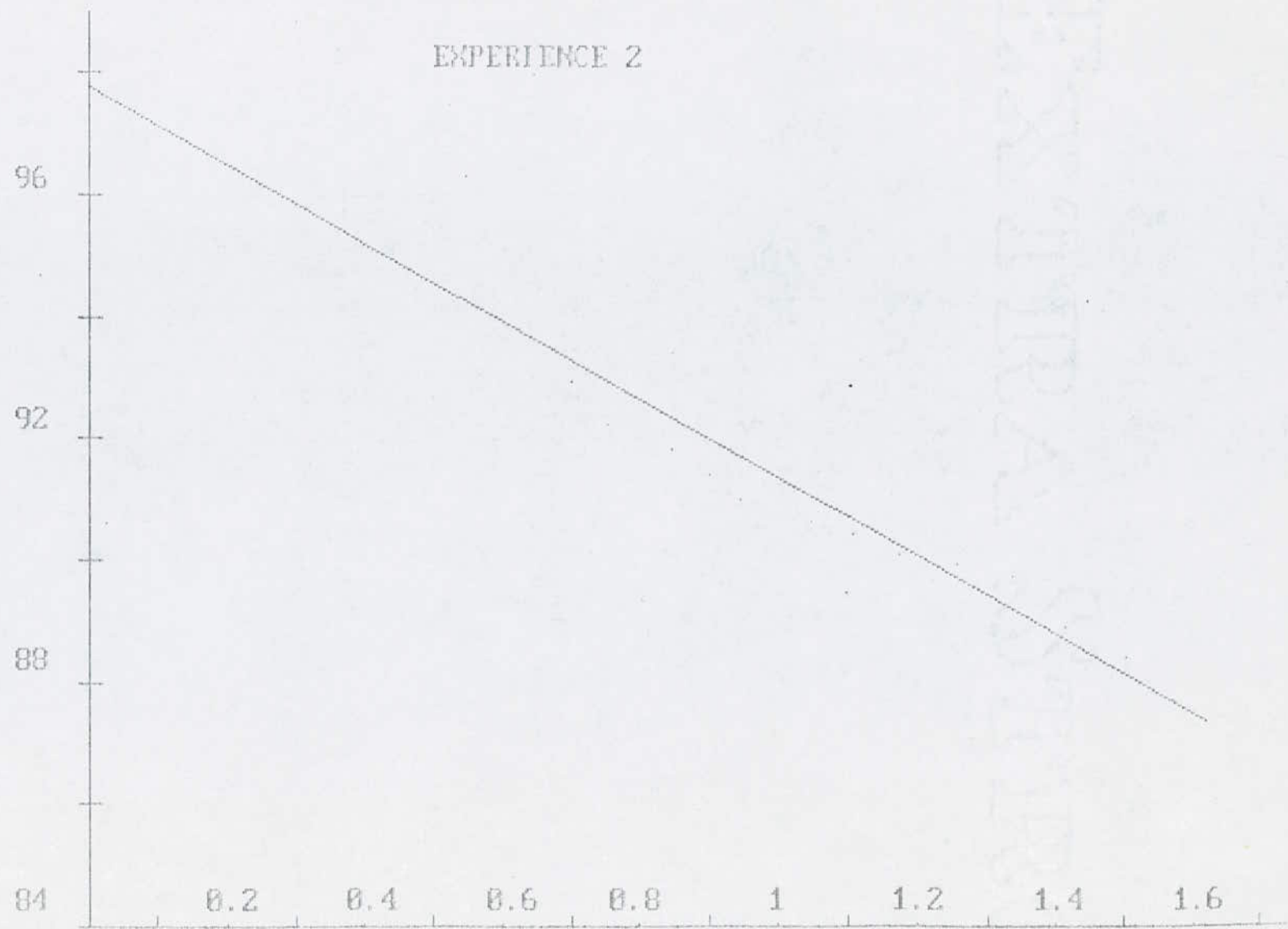


Figure 42.

Experience 3

U (Volt)	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60
I (Amp)	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
$W=UI$ (W)	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91
T_e °k	379,2	378,9	377,3	376,8	376,1	375,6	375,3
T_v °k	292,8	293,0	293,3	293,4	293,7	293,8	294,0
T_{amb} °k	292,9	293,0	293,5	293,5	293,5	293,7	293,9
$T=T_e-T_v$ °k	86,4	85,9	84,0	83,4	82,4	81,8	81,3
P watt	0,09	0,11	0,15	0,19	0,25	0,31	0,45
$P^{1/4}$ watt	0,547	0,576	0,622	0,660	0,707	0,746	0,819

U (Volt)	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60
I (Amp)	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
$W=UI$ (W)	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91
T_e °k	375,7	374,9	375,4	374,3	374,8	374,4	374,1
T_v °k	295,0	294,0	295,0	294,0	294,8	295,0	295,0
T_{amb} °k	294,9	294,0	294,9	294,5	294,6	294,9	294,9
$T=T_e-T_v$ °k	80,7	80,9	80,4	80,3	80,0	79,4	79,1
P watt	0,55	0,69	0,79	0,95	1,50	2,90	4,00
$P^{1/4}$ watt	0,861	0,911	0,943	0,987	1,106	1,305	1,414

Tableau 4.3



Figure 4.3-

Experience 4.

U (volt)	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20
I (Amp)	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
$W=UI$ (W)	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49
T_c °K	368,8	368,7	368,1	367,0	365,5	365,6	365,4
T_v °K	292,3	292,5	292,6	292,8	292,3	292,9	293,1
T_{amb} °K	293,1	293,1	293,1	293,7	293,1	293,1	293,1
P watt	0,06	0,08	0,095	0,13	0,16	0,21	0,30
$T = T_c - T_v$	76,5	76,2	75,5	74,2	73,2	72,7	72,2
$P^{1/4}$ watt	0,495	0,532	0,555	0,600	0,632	0,677	0,740

U (volt)	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20
I (Amp)	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
$W=UI$ (W)	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49
T_c °K	365,2	364,9	364,8	364,7	364,5	364,0	363,5
T_v °K	293,5	293,6	293,7	293,8	293,8	293,7	293,6
T_{amb} °K	293,5	293,5	293,6	293,6	293,7	293,7	293,7
P watt	0,35	0,65	0,95	1,50	2,40	3,35	4,30
$T_c - T_v = T$	71,7	71,3	71,1	70,9	70,8	70,3	69,9
$P^{1/4}$ watt	0,769	0,898	0,987	1,107	1,245	1,410	1,488

Tableau 4.4

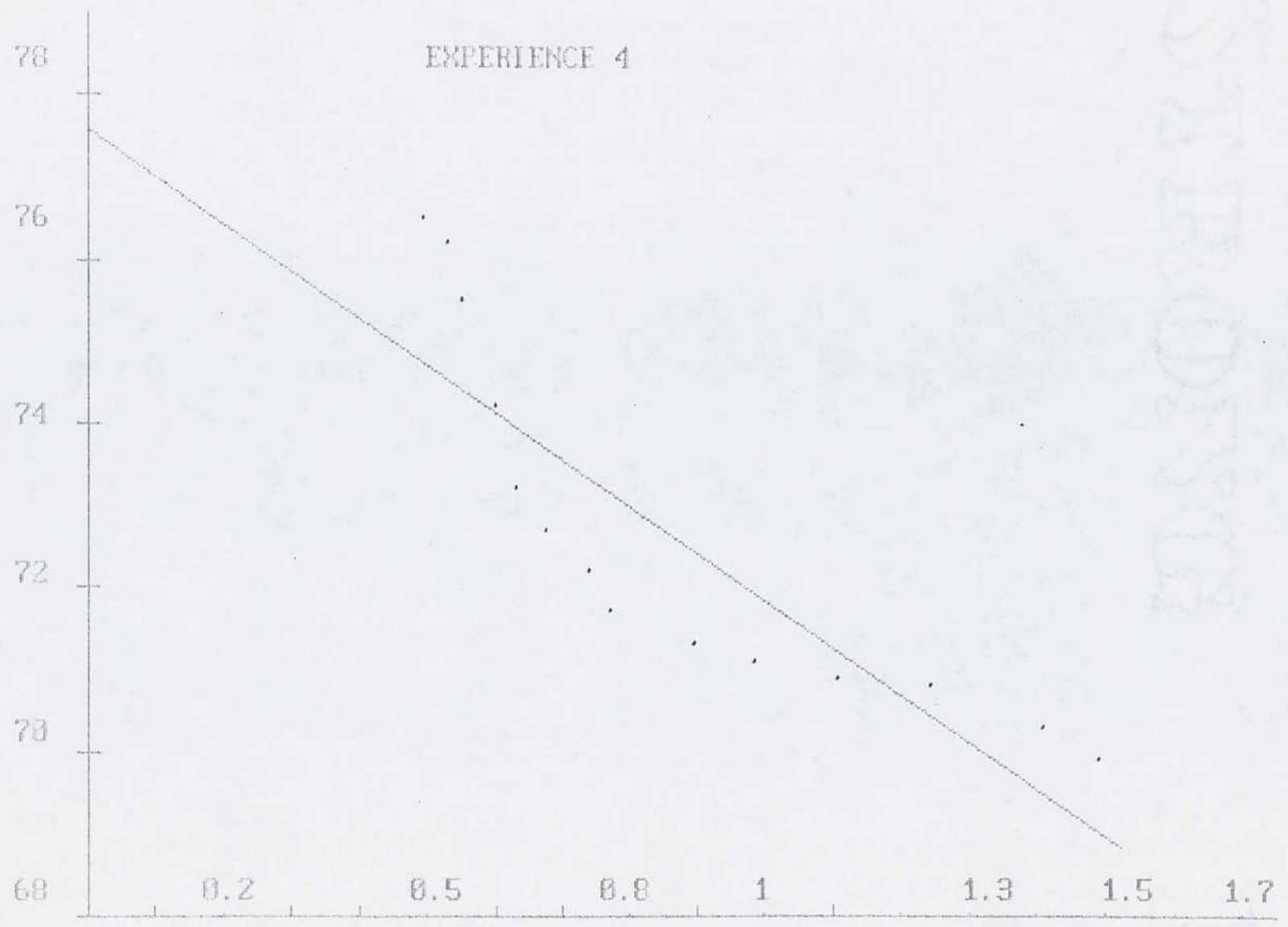


Figure 44.

Experience 5

U (Volt)	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70
I (Amp)	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
$W=UI$ (W)	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
T_e °K	358,3	357,2	356,4	354,8	354,4	354,2	354,1
T_v °K	291,4	291,7	291,9	292,2	292,1	292,3	292,4
T_{amb} °K	292,7	292,9	292,8	292,8	292,8	292,8	292,8
P watt	0,085	0,12	0,18	0,25	0,30	0,43	0,75
$T = T_e - T_v$	66,9	65,5	64,5	62,6	62,3	61,9	61,7
$P^{1/4}$ watt	0,540	0,588	0,651	0,707	0,740	0,809	0,931

U (Volt)	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70
I (Amp)	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
$W=UI$ (W)	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
T_e °K	354,0	353,8	353,5	353,0	352,5	351,9	350,4
T_v °K	292,4	292,4	292,4	292,4	292,4	291,6	291,4
T_{amb} °K	292,8	292,8	292,9	292,3	292,9	293,0	292,8
P watt	1,50	1,91	2,95	4,00	5,30	6,10	7,90
$T = T_e - T_v$	61,6	61,4	61,1	60,6	60,1	60,3	59,0
$P^{1/4}$ watt	1,107	1,176	1,311	1,414	1,517	1,571	1,676

Tableau 45

EXPERIENCE 5



Figure 4.5 -

Experience 6

U (Volt)	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70
I (Amp)	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
$W=UI$ (W)	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72
T_e °K	345,2	343,6	342,6	342,3	341,5	341,4	341,2
T_v °K	288,4	288,6	288,7	289,9	288,8	288,9	289,0
T_{amb} °K	290,8	290,9	291,0	291,0	291,0	291,0	291,0
P torr	0,07	0,12	0,175	0,25	0,40	0,69	0,80
$T = T_e - T_v$	56,8	55,0	53,9	52,4	52,7	52,5	52,2
$P^{1/4}$ torr	0,514	0,593	0,646	0,707	0,795	0,898	0,946

U (Volt)	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70
I (Amp)	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
$W=UI$ (W)	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72
T_e °K	340,6	342,1	341,1	341,0	340,3	341,2	339,7
T_v °K	289,0	290,6	289,6	290,0	289,9	289,7	289,9
T_{amb} °K	291,5	291,8	291,7	291,8	292,0	291,5	292,0
P torr	1,10	3,00	4,20	5,20	6,20	7,10	8,20
$T = T_e - T_v$	51,6	51,5	51,5	51,0	50,8	50,5	50,2
$P^{1/4}$ torr	1,024	1,716	1,432	1,510	1,578	1,632	1,692

Tableau 4.6

58

EXPERIENCE 6

56

54

52

50

48

0.2

0.5

0.8

1.1

1.3

1.5

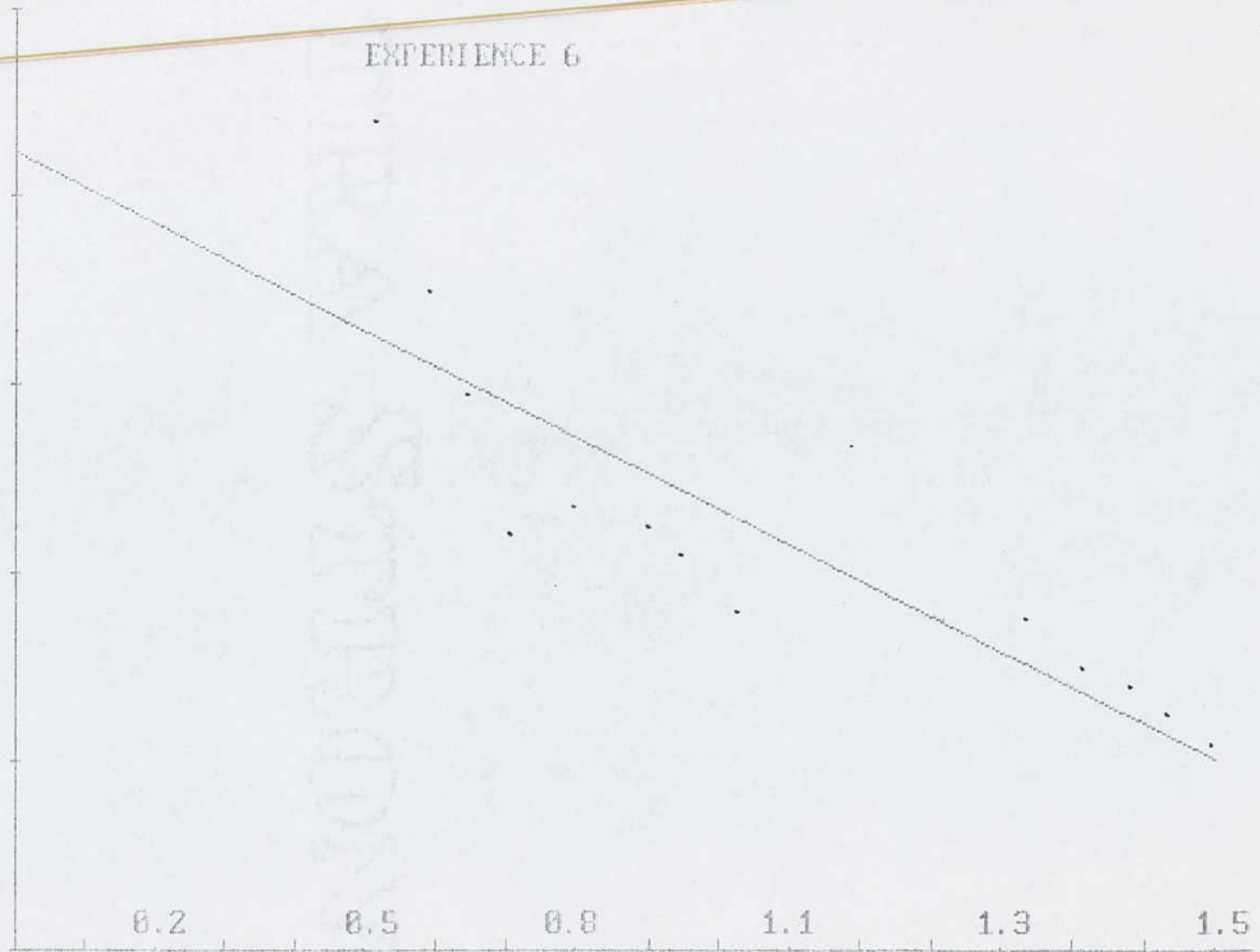


Figure 46

Expérience 7

U (Volt)	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80
I (Amp)	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36
$W=UI$ (w)	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
T_c °K	333,7	333,1	332,9	332,1	331,9	331,5	331,8
T_v °K	287,0	287,2	287,3	287,4	287,5	287,6	287,7
T_{amb} °K	290,5	290,6	290,6	290,6	290,6	290,6	290,8
P torr	0,08	0,12	0,14	0,13	0,22	0,20	0,33
$T = T_c - T_v$	46,7	45,9	45,2	44,7	44,4	43,9	43,6
$P^{1/4}$ torr	0,532	0,500	0,612	0,660	0,684	0,727	0,758

U (Volt)	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80		
I (Amp)	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36		
$W=UI$ (w)	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36		
T_c °K	330,9	330,4	330,6	330,9	330,6		
T_v °K	287,8	287,8	288,1	288,3	288,4		
T_{amb} °K	290,9	290,9	290,9	291,0	291,0		
P torr	0,45	0,50	0,675	0,75	3,0		
$T = T_c - T_v$	43,1	42,6	42,5	42,2	42,2		
$P^{1/4}$ torr	0,813	0,841	0,906	0,931	1,316		

Tableau 4.7

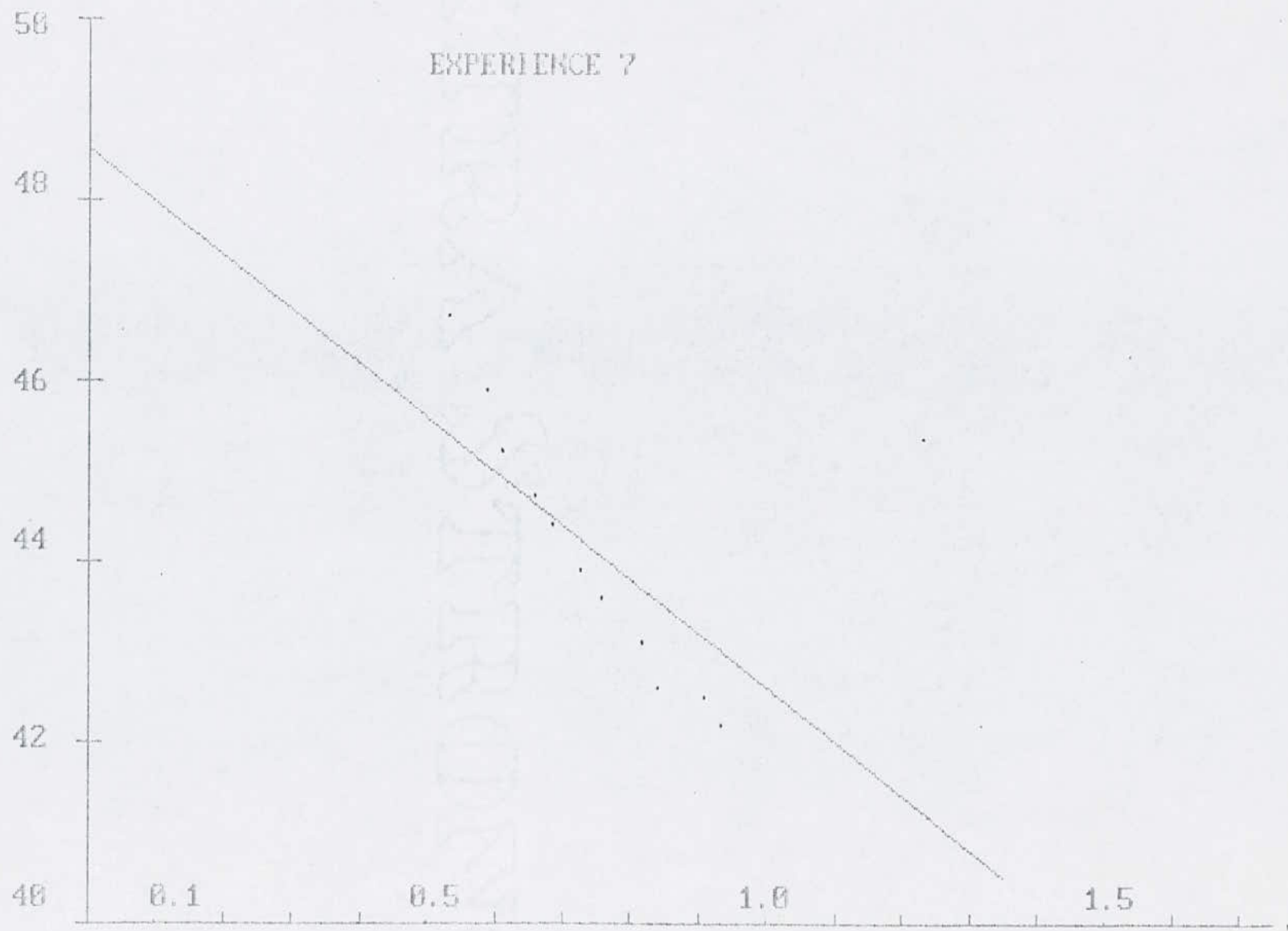


Figure 4.7.

4.1.2. exploitation des résultats :

De chaque extrapolation nous avons obtenu une valeur de la différence de température de l'élément milieu environnement. On a calculé, par conséquent, l'émissivité correspondant à chaque température de l'élément.

On fera le calcul en détails pour une seule valeur de $(T_e - T_v)$, les autres résultats seront présentés dans un tableau récapitulatif.

De la figure 4.1 de l'expérience 1., on trouve après extrapolation :

$$T_e - T_v = 112,61^\circ \text{K}$$

on remarque la température du crisson reste à peu près constante et prend pour valeur moyenne :

$$T_v = 291,50^\circ \text{K}$$

d'où la température de surface de l'élément :

$$T_e = 406,26^\circ \text{K}$$

à partir de l'équation 3.44, nous pouvons calculer la puissance de chauffe mise en jeu :

$$Q = \frac{UI \cdot 0,96}{4,186} - 0,0004 (T_e - T_v) = 0,870 \text{ [cal/s]}$$

de l'équation 3.45, nous déterminons le flux de chaleur rayonné :

$$q_r = \frac{Q}{1,02 A_e} = 0,026 \text{ [cal / s.cm}^2\text{]}$$

connaissant les températures T_e et T_v :

$$\sigma (T_e^4 - T_v^4) = 0,027 \text{ [cal / s.cm}^2\text{]}$$

d'où l'émissivité de l'élément :

$$\varepsilon = \frac{q_r}{\sigma (T_e^4 - T_v^4)} = 0,963$$

Le flux de chaleur rayonné et l'émissivité sont entachés d'erreur dues aux appareils de mesure, donc un calcul d'erreur s'impose.

4.11.2.1 - calcul d'erreur sur le flux de chaleur rayonné :

Le flux de chaleur apporté à l'élément s'exprime d'après les équations 3.44 et 3.45

$$1,02 A_e q_r = \frac{U I \cdot 0,96}{4,186} - 0,0004 (T_e - T_v) \quad 4.1$$

en passant au logarithme et en dérivant :

$$\frac{\Delta q_r}{q_r} = \frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta T_e}{T_e} + \frac{\Delta T_v}{T_v} \quad 4.2$$

les instruments de mesures électriques (voltmètre et ampèremètre) sont de classe 1,5. L'erreur relative due à ces appareils se calcule comme suit :

$$\frac{\Delta I}{I} = \frac{\text{calibre. classe}}{100} = \frac{1 \cdot 1,5}{100} = 1,5\%$$

$$\frac{\Delta U}{U} = \frac{\text{calibre. classe}}{100} = \frac{15 \cdot 1,5}{100} = 22,5\%$$

la lecture des températures sur l'indicateur digital s'effectue avec une erreur de $\pm 2\%$:

$$\Delta T_e = \Delta T_v = \pm 0,02$$

l'expression de l'erreur relative sur le flux de chaleur rayonné s'écrit :

$$\frac{\Delta q_r}{q_r} = 0,24 + 0,02 \left(\frac{1}{T_e} + \frac{1}{T_v} \right) \quad 4.3$$

en prenant les valeurs obtenues de l'expérience 1. qui sont :

$$T_e = 133,26^\circ\text{C}$$

$$T_r = 18,5^\circ\text{C}$$

$$q_r = 0,026 \text{ cal/s.cm}^2$$

On a :

$$\frac{\Delta q_r}{q_r} = 0,241$$

$$\Delta q_r = 0,006 \text{ cal/s.cm}^2$$

4.11.2.2 calcul d'erreur sur l'émissivité :

L'équation 325 établie dans le chapitre 3, s'exprime :

$$q_r = \varepsilon \sigma (T_e^4 - T_r^4)$$

on obtient après dérivation :

$$\frac{\Delta q_r}{q_r} = \frac{2 \Delta \varepsilon}{\varepsilon} + 4 \frac{\Delta T_e}{T_e} + 4 \frac{\Delta T_r}{T_r} \quad 44$$

en égalisant les deux équations écrites au dessus, on obtient finalement

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta I}{I} \right) + \frac{3}{2} \left(\frac{\Delta T_e}{T_e} + \frac{\Delta T_r}{T_r} \right) \quad 45$$

les différentes erreurs remplacées dans l'équation précédente par leurs valeurs respectives, nous permettent d'aboutir à l'expression de l'erreur sur l'émissivité :

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = 0,12 - 0,03 \left(\frac{1}{T_e} + \frac{1}{T_r} \right) \quad 46$$

en injectant les valeurs obtenues de l'expérience 1 dans l'équation 46, on a

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = 0,118 \quad \text{et} \quad \varepsilon = 0,113$$

Avec cette marche on effectue les calculs pour chaque puissance de chauffe. Les résultats obtenus sont mis dans un tableau récapitulatif.

Expérience	1	2	3	4	5	6	7
$N = 0I$ (w)	3,93	3,44	2,91	2,43	2,06	1,72	1,36
$T = T_e - T_r$ °K	112,61	97,75	88,51	77,59	67,24	56,46	48,57
T_r °K	293,65	296,20	294,10	293,20	292,10	289,30	287,70
T_e °K	406,26	393,95	382,61	370,79	359,34	345,76	336,27
Q cal/s	0,870	0,749	0,631	0,540	0,445	0,371	0,292
Q_r cal/s.cm ²	0,026	0,022	0,019	0,016	0,013	0,011	0,008
Δq_r cal/s.cm ²	0,006	0,005	0,004	0,003	0,003	0,003	0,002
$\sigma(T_e^4 - T_r^4)$ cal/s.cm ²	0,027	0,022	0,019	0,015	0,013	0,009	0,008
ϵ	0,963	1,000	1,000	1,060	1,000	1,222	1,000
$\Delta \epsilon$	0,113	0,118	0,118	0,125	0,118	0,144	0,118

Tableau 48 - tableau récapitulatif des résultats de la première série d'expériences.

A l'aide de ces résultats nous pouvons, maintenant, tracer le graphe de flux de chaleur rayonné en fonction de $\sigma(T_e^4 - T_r^4)$

La figure 48 représente ce graphe.

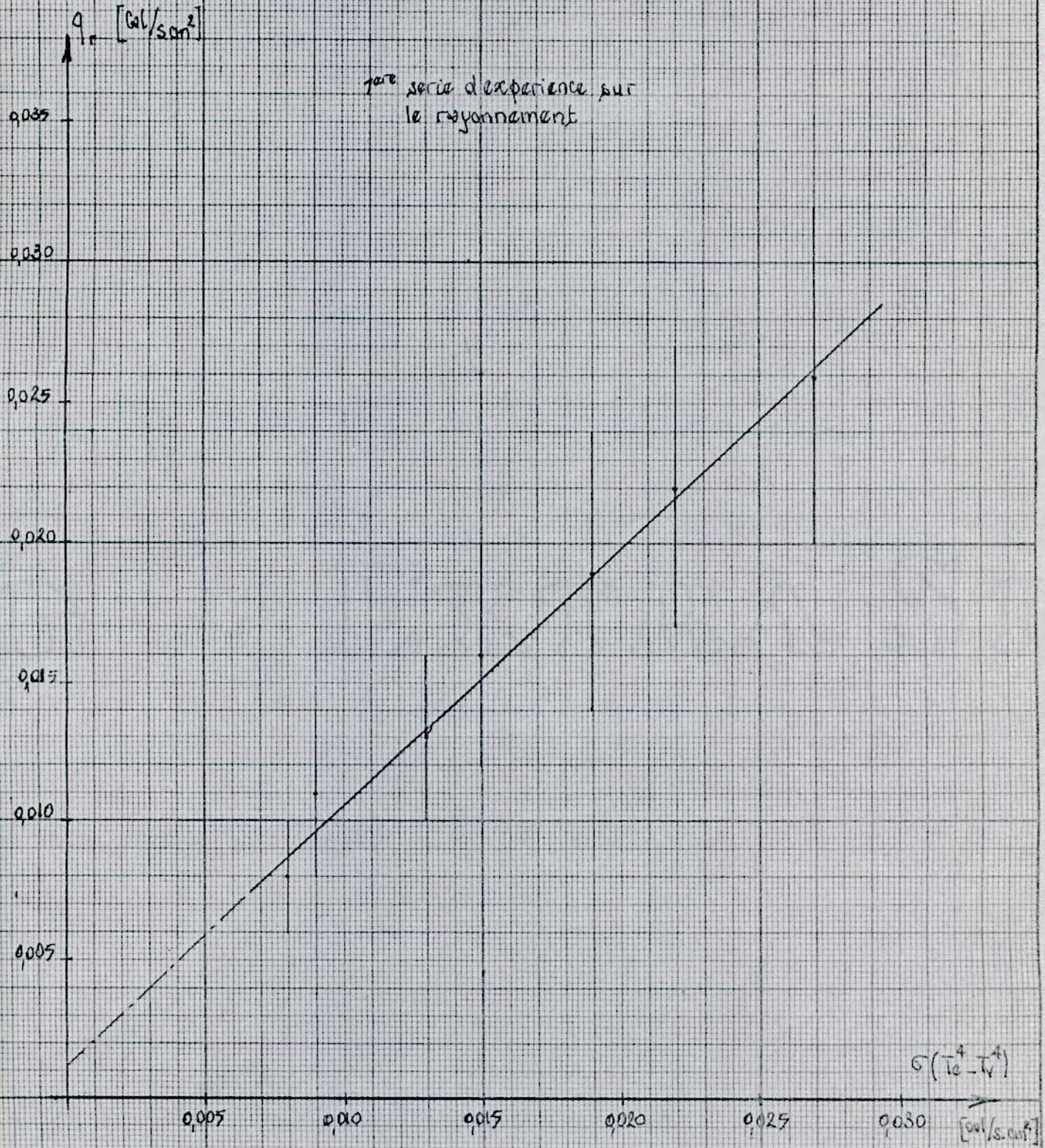


Figure 48 - Variation du flux de chaleur rayonné en fonction $\sigma(T_e^4 - T_v^4)$

D'après ce graphique nous pouvons conclure que nos résultats vérifient la loi de Stefan-Boltzmann car il présente une allure rectiligne.

La droite moyenne passant par les points expérimentaux a pour équation

$$q_r = 0,933 (T_e^4 - T_v^4) + 0,0014 \quad 47$$

La pente de cette droite moyenne correspond à l'émissivité de notre élément cylindrique, qui a pour valeur :

$$\epsilon = 0,933$$

et toujours de ce même graphique nous tirons :

$$\epsilon = 0,933 \pm 0,225$$

4.1.2 deuxième série d'expériences :

En se reportant aux résultats obtenus sur l'émissivité de la première série d'expériences, on remarque que les valeurs obtenues par différentes extrapolations sont supérieures à l'unité. Alors, nous avons voulu améliorer ces résultats

Du moment que l'air introduit dans le rayon est celui de l'ambiance il contiendrait, donc, une certaine quantité d'humidité qui ferait que l'air ne devienne plus transparent au rayonnement. Pour cela nous avons pensé à déshumidifier l'air en le faisant dans une colonne de tamis moléculaire.

Le tamis moléculaire utilisé se présente sous forme de perles ayant une granulométrie de 2 mm et des interstices de 5 Å.

La colonne de tamis moléculaire a été raccordée à la prise d'air atmosphérique.

Une expérience identique à la première a été effectuée.

4.1.2.1. présentation des résultats :

Dans la première série d'essais, nous avons fait varier la pression par petites valeurs en pensant à ne pas trop s'écarter des plus basses valeurs possibles, mais, cela a entraîné une dispersion des points sur les graphes. Alors, nous avons envisagé dans cette seconde série de mesures de faire le contraire et de prendre des valeurs de pressions distantes les une des autres.

Cela a été concluant, les graphes obtenus présentent des allures beaucoup plus rectilignes.

Ici aussi, pour effectuer une extrapolation précise nous avons utilisé la méthode des moindres carrés.

Les résultats obtenus sont portés dans les tableaux suivants :

Esperienza 7a.

$P_{atm} = 762,5 \text{ mmHg}$

umidità relativa = 60,5%

U (Volt)	6,60	6,60	6,60	6,60	6,60	6,60	6,60
I (Amp)	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
$W = UI$ (W)	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99
T_e °K	401,4	396,4	395,8	394,2	390,0	387,2	383,8
T_v °K	294,1	294,9	295,0	294,7	294,7	294,4	294,4
T_{amb} °K	295,1	295,5	295,8	295,8	296,0	296,0	296,0
P torr	0,11	0,75	2,30	5,00	11,00	18,00	30,00
$T = T_e - T_v$	107,3	101,5	100,8	99,5	95,6	92,8	89,4
$P^{1/4}$ torr	0,576	0,931	1,231	1,495	1,821	2,059	2,340

U (Volt)	6,60	6,60	6,60	6,60	6,60	6,60	6,60
I (Amp)	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
$W = UI$ (W)	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99
T_e °K	382,0	380,8	379,4	377,6	374,4	372,0	370,0
T_v °K	294,6	294,7	294,7	294,6	294,9	294,4	294,3
T_{amb} °K	296,0	296,0	296,0	296,0	296,0	296,0	296,0
P torr	40,00	50,00	60,00	80,00	111	148	172,50
$T = T_e - T_v$	87,4	86,1	84,7	83,0	79,9	77,6	76,3
$P^{1/4}$ torr	2,515	2,659	2,783	2,981	3,238	3,488	3,624

Tabella 4.9

EXPERIENCE 11

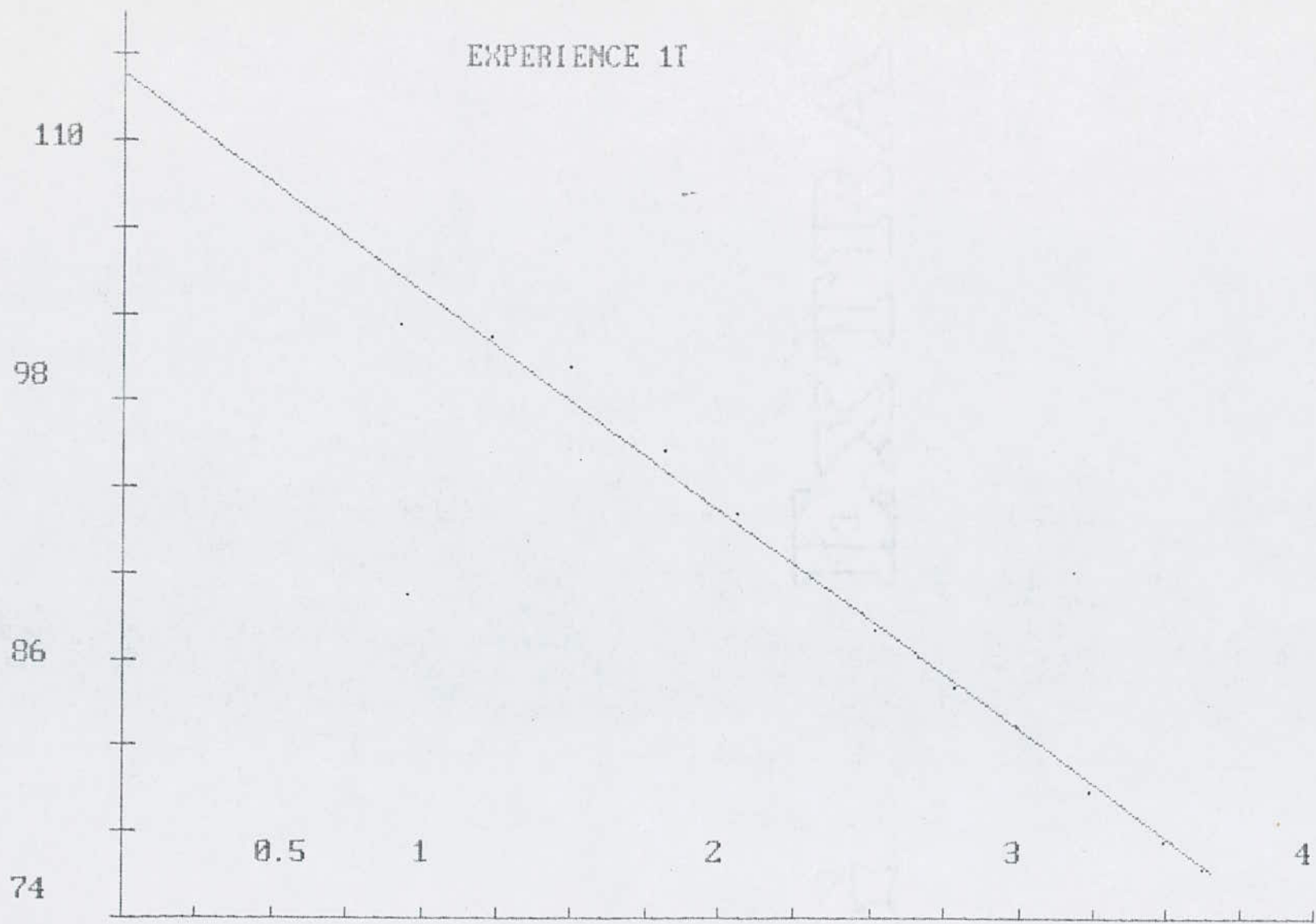


Figure-49-

Expérience 2t.

$P_{atm} = 765 \text{ mm Hg}$

humidité relative = 74 %

U (Volt)	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10
I (Amp)	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
$W = UI$ (W)	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44
T_e °K	388,1	384,9	383,2	381,7	378,8	376,3	374,4
T_v °K	292,1	292,4	292,5	292,3	291,9	291,8	291,7
T_{amb} °K	293,5	293,5	293,5	293,8	293,8	293,3	293,9
P torr	0,14	0,75	3,10	5,00	8,40	12	19,30
$T = T_e - T_v$	96,0	92,5	90,7	89,4	86,9	84,5	82,7
$P^{1/4}$ torr	0,612	0,931	1,327	1,495	1,702	1,861	2,096

U (Volt)	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10	6,10
I (Amp)	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
$W = UI$ (W)	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44
T_e °K	372,9	370,3	367,5	365,8	363,4	361,2	358,2
T_v °K	291,8	291,9	292,0	292,2	292,4	292,5	292,7
T_{amb} °K	293,9	293,9	294,0	294,2	294,6	294,8	295,0
P torr	25	41	63	80	110	150	214
$T = T_e - T_v$	81,1	78,4	75,5	73,6	71,0	68,7	65,5
$P^{1/4}$ torr	2,236	2,530	2,817	2,991	3,238	3,499	3,825

Tableau 4.10

EXPERIENCE 2I

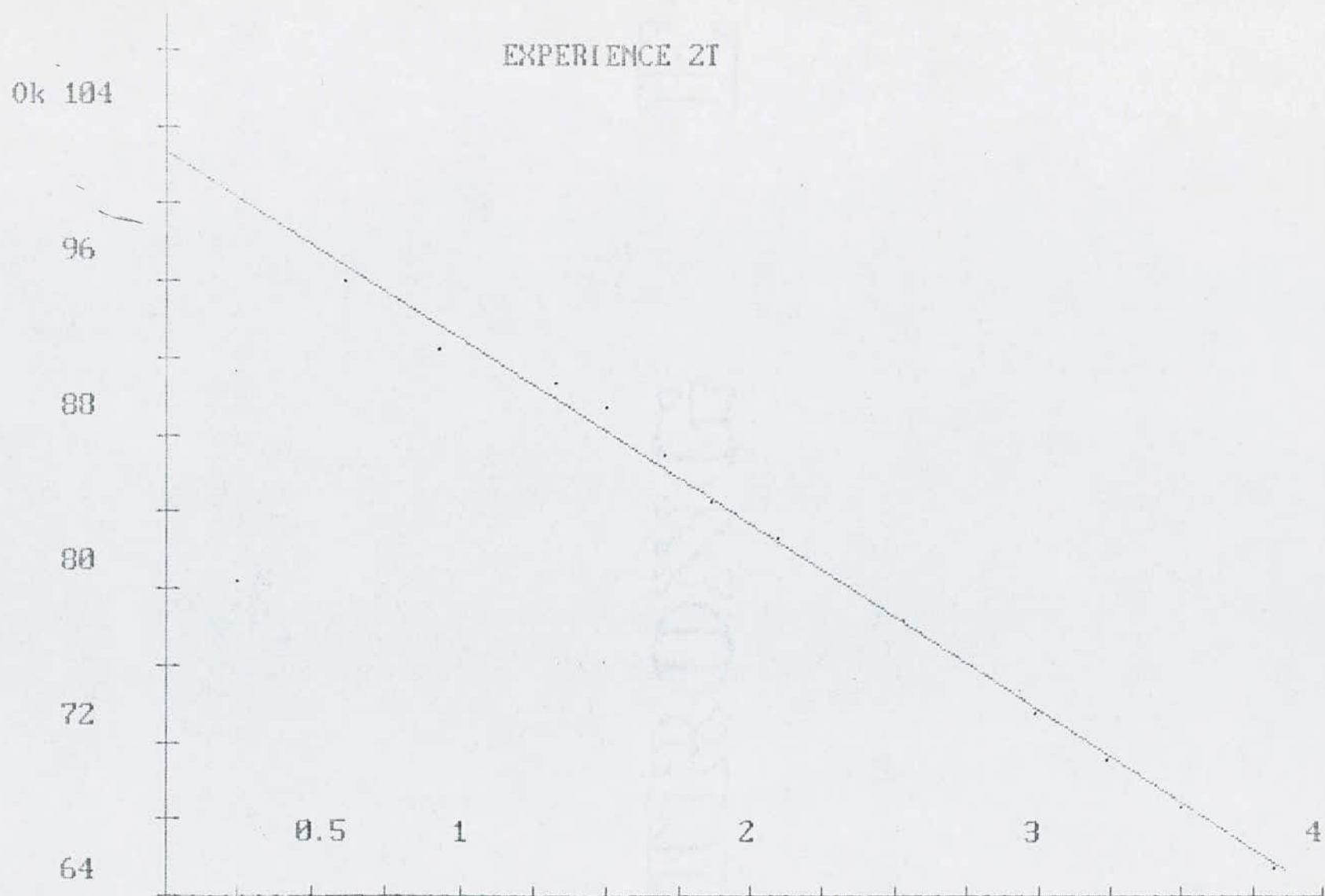


Figure. 4.10.

Experience 31

$P_{atm} = 762 \text{ mmHg}$

humidité relative = 75%

U (Volt)	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60
I (Amp)	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
$W = UI$ (W)	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91
T_e °K	376,9	373,8	372,6	371,0	366,9	363,3	359,8
T_v °K	290,7	291,0	291,1	291,0	290,7	290,6	290,8
T_{amb} °K	293,0	293,0	293,0	293,0	293,1	293,1	293,1
P torr	0,12	0,36	1,25	4,0	10,2	20	42
$T = T_e - T_v$	86,2	82,8	81,5	80,0	76,2	72,7	69,0
$P^{1/4}$ torr	0,589	0,775	1,057	1,414	1,787	2,115	2,546

U (Volt)	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60
I (Amp)	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52	0,52
$W = UI$ (W)	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91
T_e °K	357,2	354,4	352,9	349,7	347,3	345,6	343,4
T_v °K	291,0	291,3	291,4	291,5	291,8	292,1	292,8
T_{amb} °K	295,0	295,0	295,0	295,1	295,8	295,8	295,8
P torr	70	110	148	207,8	287	348	428
$T = T_e - T_v$	66,2	63,1	61,1	58,2	55,5	53,5	51,6
$P^{1/4}$ torr	2,832	3,233	3,488	3,796	4,116	4,319	4,548

Tableau 4.11

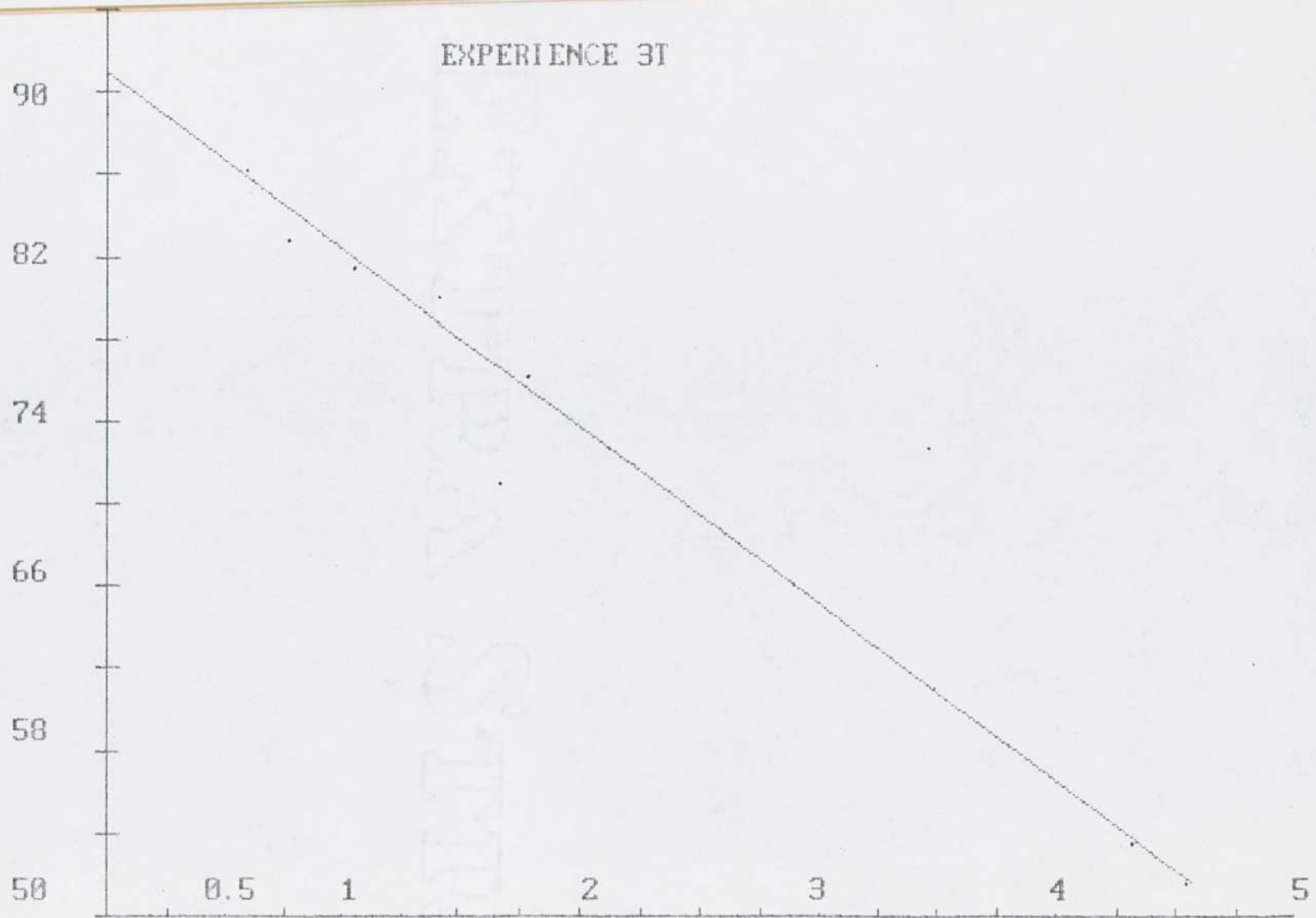


Figure 4.11.

Experience 41.

$P_{atm} = 760,3 \text{ mmHg}$

humidite relative = 74 %

U (Volts)	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20
I (Amp)	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
$W=UI$ (W)	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49
T_e °k	366,0	363,8	362,4	357,9	359,9	351,8	349,2
T_v °k	291,6	292,1	292,3	291,9	291,9	292,1	292,4
T_{amb} °k	294,0	294,0	294,0	294,0	294,0	294,0	294,6
P torr	0,14	0,37	2,40	10,20	20	42	72
$T = T_e - T_v$	74,7	71,7	70,1	66,0	63,6	59,7	56,8
$p^{1/4}$ torr	0,812	0,763	1,245	1,707	2,115	2,546	2,913

U (Volt)	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20	5,20
I (Amp)	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
$W=UI$ (W)	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49	2,49
T_e °k	346,7	344,9	342,7	341,1	339,2	337,6	336,1
T_v °k	292,5	292,3	292,5	292,4	292,4	292,6	292,6
T_{amb} °k	294,8	294,5	294,5	294,5	294,5	294,5	294,5
P torr	110	146	205,3	261,3	331,3	416,3	508,3
$T = T_e - T_v$	54,2	52,6	50,2	48,7	46,8	45,0	43,4
$p^{1/4}$ torr	3,238	3,476	3,785	4,021	4,266	4,517	4,748

Tableau 4.12

EXPERIENCE 4I

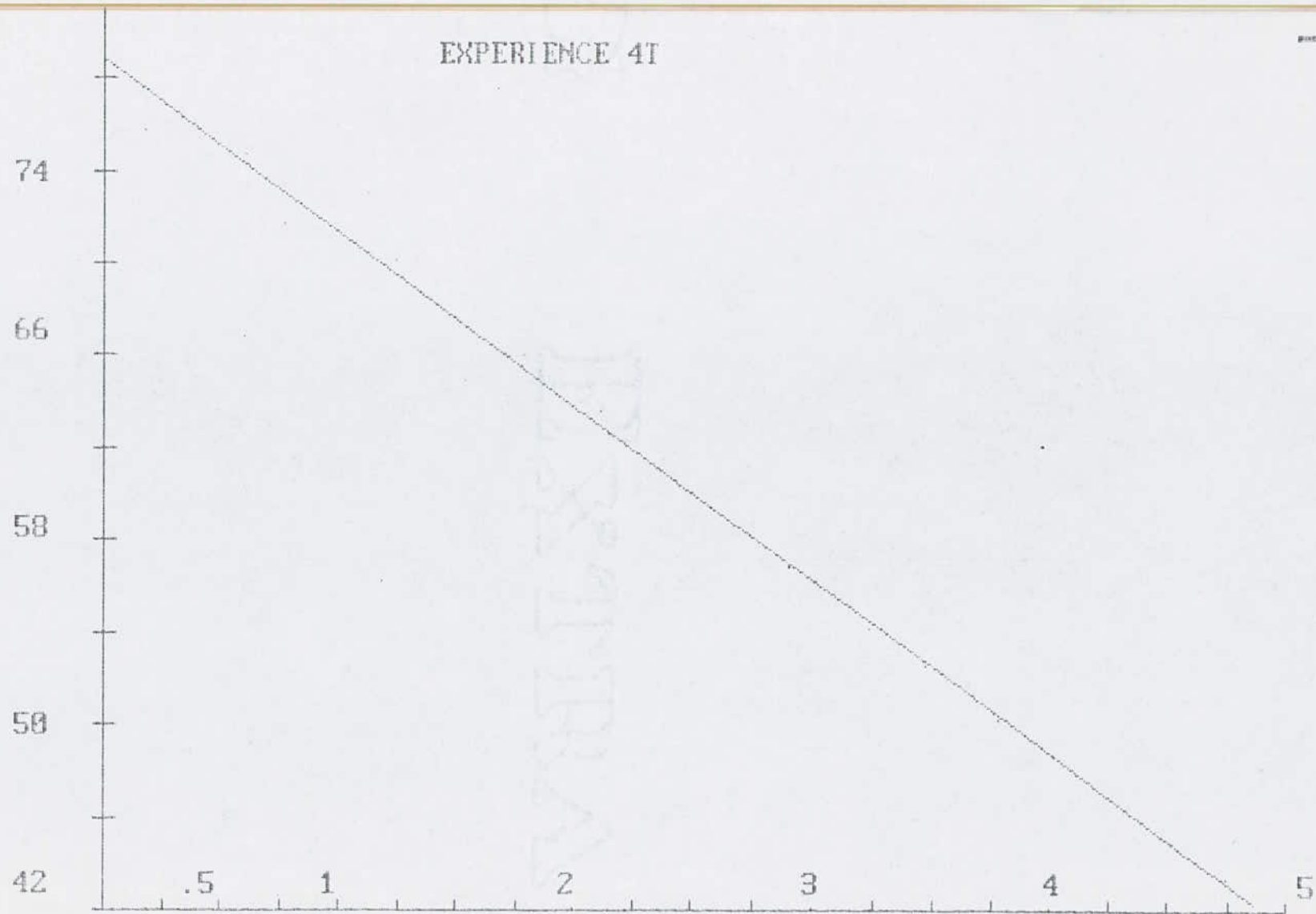


Figure 412

Experimente 5t

$$P_{\text{atm}} = 763,3 \text{ mmHg}$$

humidite' relative = 68%

U (volt)	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70
I (Amp)	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
$W = UI$ (W)	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
T_e °K	356,3	353,2	352,5	351,4	349,0	347,7	343,1
T_v °K	291,2	291,2	291,3	291,2	291,0	291,0	291,0
T_{amb} °K	293,1	293,0	293,0	293,0	293,0	293,2	293,4
P torr	0,14	0,60	2,80	5,20	10,00	20	39
$T = T_e - T_v$	65,7	62,0	61,2	60,2	58,0	54,7	52,1
$P^{1/4}$ torr	0,612	0,880	1,284	1,510	1,778	2,115	2,439

U (volt)	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70
I (Amp)	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
$W = UI$ (W)	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
T_e °K	340,3	338,3	336,6	334,3	332,5	331,0	328,0
T_v °K	291,1	291,2	291,2	291,1	291,2	291,2	291,2
T_{amb} °K	293,5	293,3	293,8	293,8	294,0	294,0	294,0
P torr	71	114	150	207,9	291,9	359,9	433,9
$T = T_e - T_v$	49,2	47,1	45,4	43,2	41,3	39,8	38,6
$P^{1/4}$ torr	2,303	3,268	3,493	3,797	4,133	4,343	4,565

Tableau 4.13

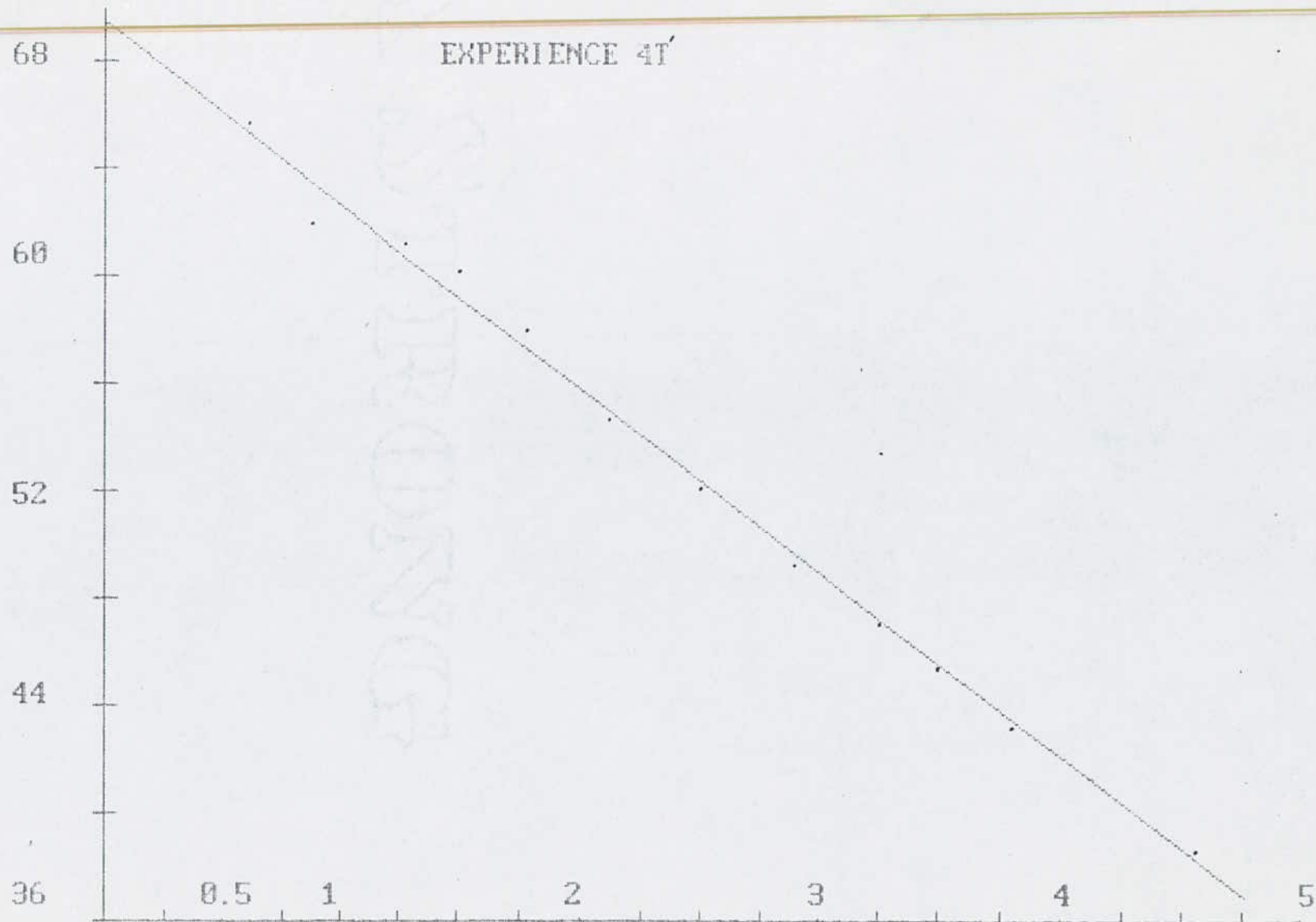


Figure-4.13.

Experiance Ot.

$P_{atm} = 764,4 \text{ mmHg}$

humidite' relative = 69%

U (Volt)	4,30	4,30	4,30	4,30	4,30	4,30	4,30
I (Amp)	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
$W = UI$ (w)	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72
T_e °k	344,0	341,0	340,9	338,0	335,6	333,5	330,7
T_v °k	288,4	288,9	289,1	289,0	289,0	289,1	289,2
T_{amb} °k	291,5	291,7	291,8	291,9	291,9	292,0	292,0
P torr	0,10	0,68	2,50	10,20	20	40	72
$T = T_e - T_v$	55,6	52,1	51,8	49,0	46,6	44,4	41,5
$P^{1/4}$ torr	0,562	0,908	1,257	1,787	2,115	2,515	2,917

U (Volt)	4,30	4,30	4,30	4,30	4,30	4,30	4,30
I (Amp)	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
$W = UI$ (w)	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72	1,72
T_e °k	328,7	327,2	325,4	324,6	324,1	322,5	321,5
T_v °k	289,3	289,4	289,5	289,7	289,8	289,7	289,8
T_{amb} °k	292,1	292,1	292,2	292,2	292,2	292,2	292,5
P torr	115	149	200,40	264,40	332,40	420,40	510,40
$T = T_e - T_v$	39,4	37,8	35,9	34,9	34,3	32,6	31,7
$P^{1/4}$ torr	3,275	3,494	3,739	4,032	4,269	4,549	4,762

Tableau 4.14

EXPERIENCE 6T

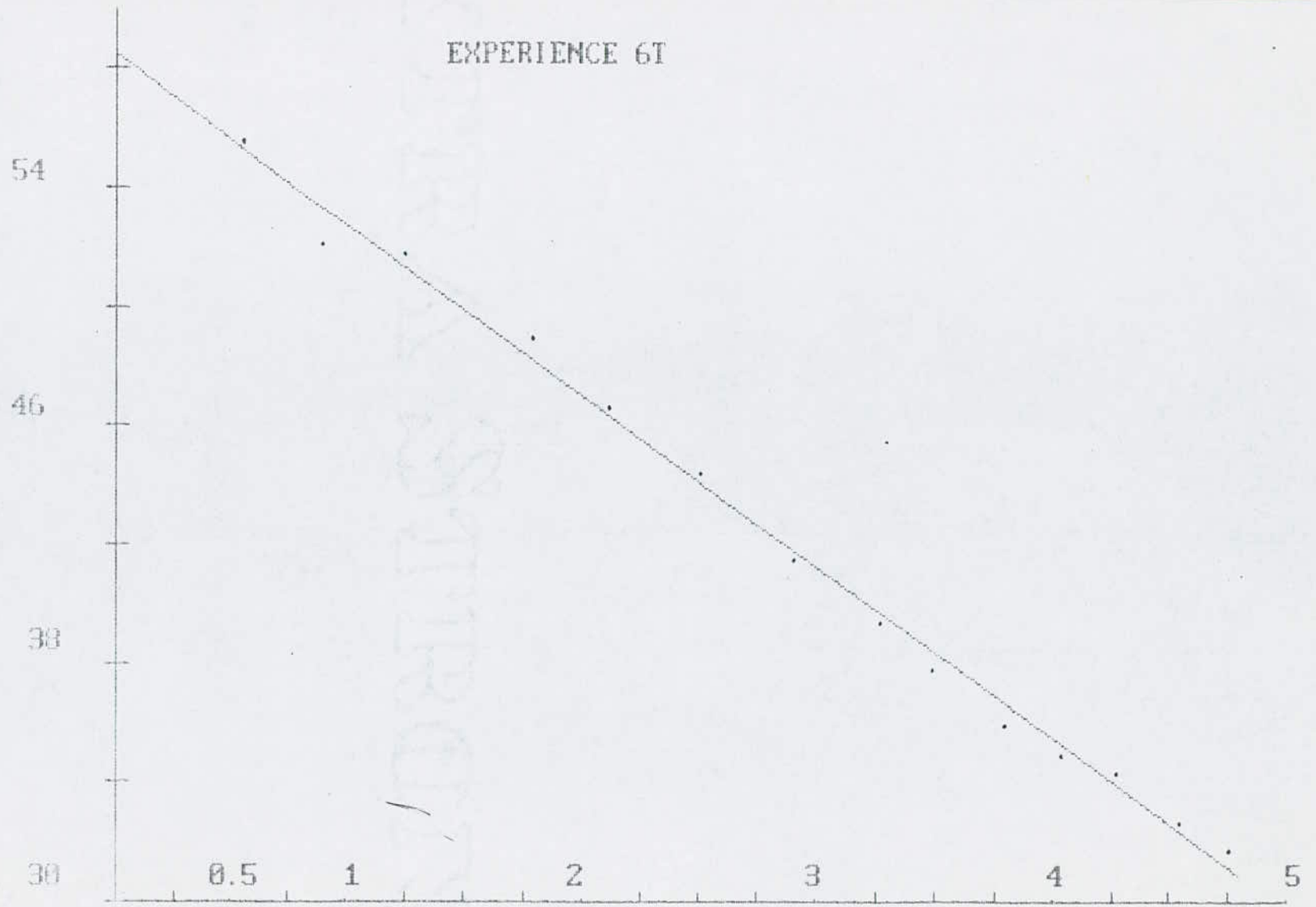


Figure 4.14 -

Expérience 7f.

$P_{atm} = 761 \text{ mmHg}$

humidité relative = 66 %

U (Volt)	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80
I (Amp)	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36
$W = UI$ (W)	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
T_e °K	336,2	334,2	333,7	331,9	329,9	327,0	325,8
T_v °K	291,7	292,0	292,2	291,8	291,9	292,0	292,2
T_{amb} °K	294,1	294,8	294,8	294,8	295,0	295,0	295,0
P torr	0,14	0,40	1,55	9,00	21	43	70
$T = T_e - T_v$	44,5	42,2	41,5	40,0	37,6	35,0	33,6
$P^{1/4}$ torr	0,612	0,795	1,116	1,732	2,141	2,561	2,837

U (Volt)	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80
I (Amp)	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36
$W = UI$ (W)	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
T_e °K	324,5	323,8	322,5	321,7	320,6	319,7	318,7
T_v °K	292,6	292,9	293,3	293,4	293,4	293,5	293,6
T_{amb} °K	295,4	295,4	296,0	296,0	296,2	296,2	296,8
P torr	112	150	206	262	349	434	516
$T = T_e - T_v$	31,9	30,9	29,2	28,3	27,2	26,2	25,1
$P^{1/4}$ torr	3,257	3,493	3,788	4,023	4,322	4,564	4,766

Tableau 4.15

EXPERIENCE 71

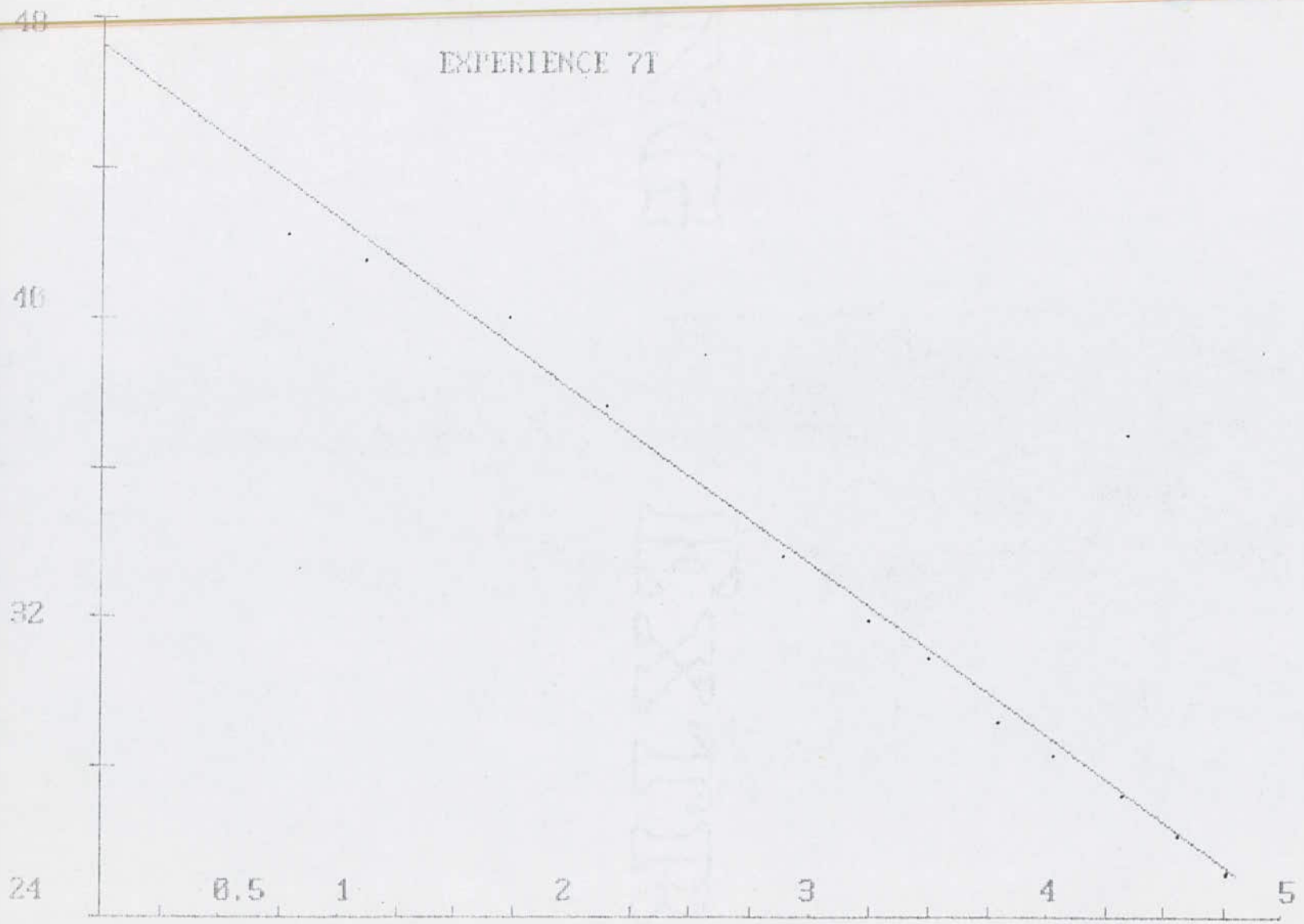


Figure 4.15.

4.1.2.2. exploitation des résultats

La méthode de calcul est exactement identique à celle utilisée dans la première série d'expériences et tous les résultats obtenus sont portés sur le tableau suivant :

Expérience	1t	2t	3t	4t	5t	6t	7t
$W = \dot{Q}I$ (W)	3,93	3,44	2,91	2,49	2,06	1,72	1,36
$T = T_e - T_v$ (°K)	113,10	102,71	90,96	78,40	69,55	58,51	47,23
T_v (°K)	294,55	292,16	291,20	292,25	291,15	289,28	287,61
T_e (°K)	407,65	394,87	382,16	362,25	360,68	347,76	334,30
Q (W/s)	0,869	0,747	0,630	0,539	0,444	0,371	0,292
q_r (W/s.cm ²)	0,026	0,022	0,019	0,016	0,013	0,011	0,008
Δq_r (W/s.cm ²)	0,006	0,005	0,005	0,004	0,003	0,003	0,002
$\sigma(T_e^4 - T_v^4)$ (W/s.cm ²)	0,027	0,023	0,019	0,014	0,013	0,010	0,008
ϵ	0,965	0,956	1,000	1,142	1,000	1,100	1,000
$\Delta \epsilon$	0,118	0,112	0,118	0,135	0,118	0,123	0,117

Tableau 4.10. tableau récapitulatif des résultats de la deuxième série d'expériences.

- L'analyse première de ces résultats nous permet de conclure que l'humidité contenue dans l'air influe sur les résultats obtenus. Le fait d'avoir utilisé un tamis moléculaire pour enlever l'humidité de l'air introduit dans la cuison nous a permis d'améliorer les résultats sur l'émissivité, maintenant, seules deux valeurs sont supérieures à l'unité.

Ces résultats permettent le tracé du graphique du flux de chaleur rayonné en fonction de $\sigma(T_e^4 - T_v^4)$. Le graphique est représenté sur la figure 4.10.

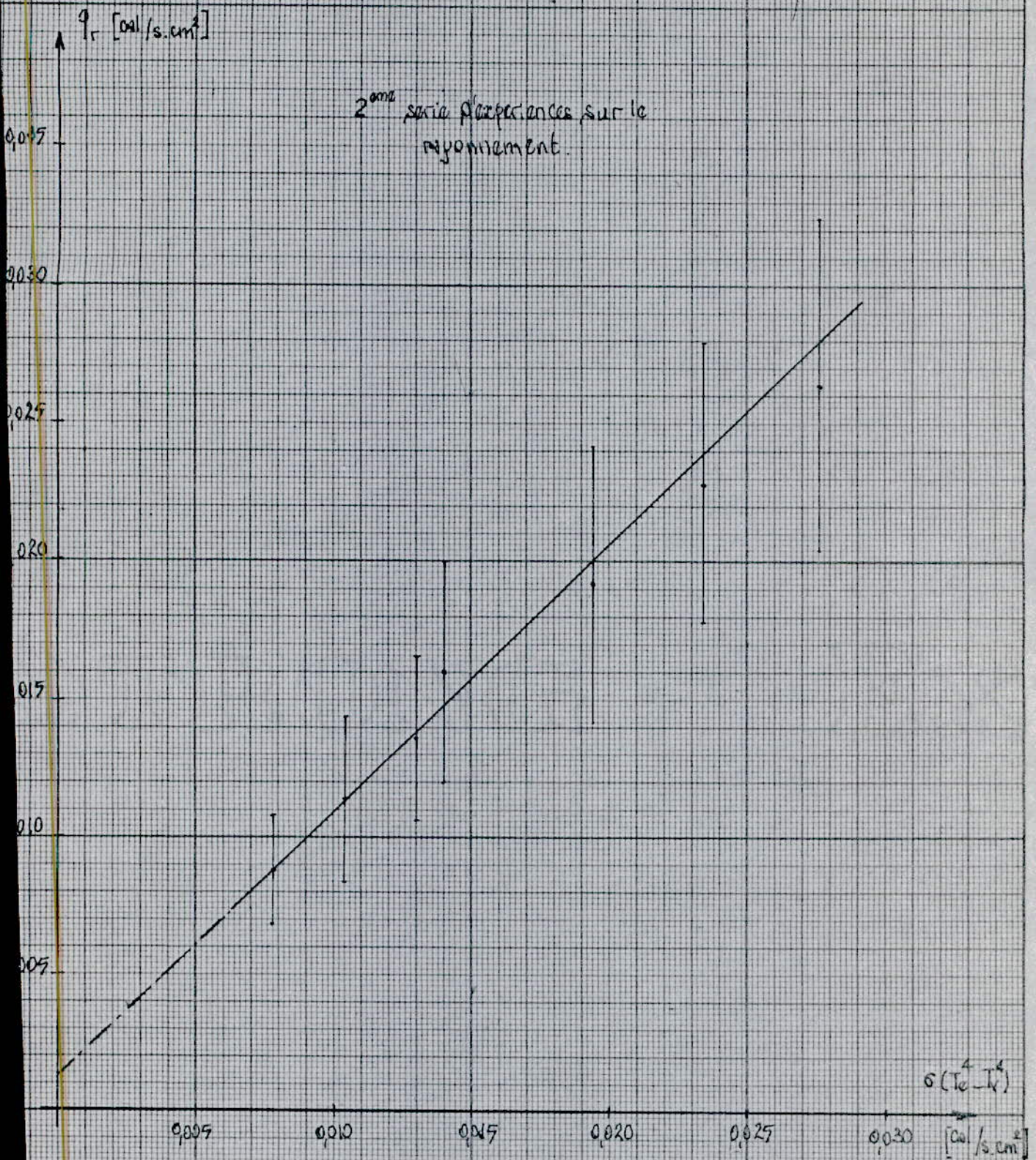


Figure 4.16 - Variation du flux de chaleur rayonné en fonction $\sigma(T_e^4 - T_v^4)$

D'après ce graphe, de la variation du flux de chaleur rayonné en fonction de $\sigma(T_e^4 - T_r^4)$ qui présente une allure rectiligne, nous pouvons conclure que dans ce cas aussi la loi de Stephan - Boltzmann est vérifiée.

L'équation de la droite moyenne est :

$$q_r = 0,964 (T_e^4 - T_r^4) + 0,0014$$

48

donc l'émissivité de l'élément chauffant a pour valeur :

$$E = 0,964$$

Le graphe de la figure 4.10. nous permet aussi d'écrire que :

$$E = 0,964 \pm 0,131$$

4.1.3 conclusion :

on s'est proposé de vérifier la loi de Stephan - Boltzmann et de déterminer l'émissivité de l'élément cylindrique.

La loi de Stephan - Boltzmann étant empirique, il est possible que nos conditions expérimentales n'aient pas été favorables. Les erreurs de mesure et certaines hypothèses simplificatrices nous ont introduit des erreurs dans les résultats. Cela est traduit par des émissivités supérieures à l'unité. Un examen des sources probables d'erreurs est nécessaire.

Nous remarquons que les instruments de mesures extérieures, utilisées, bien que plus précis que ceux fournis avec le banc d'essai nous introduisent une erreur allant jusqu'à 25%, ce qui est non négligeable.

De plus, dans l'hypothèse d'une résistance de surface du cisson négligeable, des réserves doivent être faites telles qu'une émissivité des parois suffisamment grande.

Aussi, l'uniformité de la répartition des températures de l'élément et du cisson ne peut être réalisée qu'une fois le régime permanent ^{est} établi.

Malgré toutes ces raisons, la précision insuffisante, les erreurs introduites par les appareils demeurent les plus importantes.

On remarque facilement, sur les figures 4.8 et 4.16 l'importance des segments d'erreurs ainsi que les deux valeurs différentes de l'émissivité déduites des graphes représentés.

En tenant compte de ces dernières considérations et en limitant au maximum les risques d'erreurs, nous avons pu déterminer l'émissivité de l'élément chauffant et vérifier avec une bonne précision la loi de Stephan - Boltzmann.

4.2 Les expériences sur la convection naturelle :

Dans le paragraphe précédent, nous avons étudié le rayonnement seul après l'avoir isolé. Nous avons pu, par conséquent, déterminer l'émissivité de l'élément chauffant et la quantité de chaleur échangée par rayonnement, contribuant dans le flux total.

Ceci fait, les pertes par convection naturelle peuvent être, maintenant, déterminées.

Le coefficient d'échange de chaleur par convection influe beaucoup sur la quantité de chaleur transmise par ce mécanisme du fait qu'il est inversement proportionnelle à la différence de température donnant naissance à ce phénomène. Alors, l'évaluation du coefficient de transmission de chaleur par convection et l'étude de sa variation avec la pression, qui est à l'origine de sa fluctuation, sont indispensables pour mettre en évidence les pertes de chaleur par convection libre.

Les essais effectués dans cette deuxième partie nous permettront de mettre en évidence l'effet de la variation du flux de chaleur sur la différence de température entre l'élément et l'enceinte pour différentes valeurs de la pression et d'établir la corrélation entre les résultats expérimentaux mis sous forme de groupements adimensionnels.

4.21. présentation des résultats :

Tout en gardant la pression constante nous avons pris les températures de l'élément chauffant et du cuison pour différentes valeurs de la puissance de chauffe.

On a manipulé pour dix valeurs de la pression, allant de la plus basse possible jusqu'à celle proche de l'atmosphère.

Les mesures ont été effectuées pour les mêmes puissances de chauffe mises en jeu dans le rayonnement.

Les propriétés physiques k, ρ, ν, β , intervenant dans les nombres adimensionnels ont été calculées pour la température T_f , correspondant à la moyenne arithmétique de la température superficielle du cylindre et de "l'ambiance".

Ainsi pour chaque pression nous présentons les résultats obtenus dans des tableaux.

On notera que le nombre de Prandtl a été considéré constant, car pour la convection naturelle sur un cylindre horizontal baignant dans des gaz diatomiques :

$$\frac{cp\rho}{k} = 0,74$$

Les différents paramètres calculés, nous avons tracé deux graphes. L'un représentant la variation de la différence de température entre l'élément et le milieu environnant en fonction de la puissance de chauffe ceci pour chaque valeur de la pression. L'autre porte en coordonnées logarithmiques le produit Gr.Pr en abscisses et le nombre de Nusselt en ordonnées.

Tableau 4.17

U (Voh)	3,8	4,3	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
W=UI (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,93
ρ	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
T _c (°C)	338,4	348,3	358,1	368,1	378,8	381,1	401,9
T _v (°C)	293,6	288,9	284,2	294,9	295,5	296,1	296,8
T _f (°C)	316,00	321,10	326,15	331,50	337,65	343,60	349,35
T _e - T _v (°C)	44,8	54,4	63,9	73,2	84,3	85,0	105,1
q · 10 ⁻³ cal/cm ²	8,9	11,3	13,6	16,5	19,3	22,8	26,5
q _c · 10 ⁻³ cal/cm ²	7,5	9,5	11,8	14,3	17,4	20,7	24,2
q _c · 10 ⁻³ cal/cm ²	1,4	1,8	2,2	2,2	1,9	2,1	2,3
k · 10 ⁻⁵ cal/cm ²	6,917	6,604	6,690	6,782	6,886	6,986	7,082
ρ · 10 ⁻⁶ g/cm ³	0,280	0,275	0,271	0,267	0,262	0,257	0,253
μ · 10 ⁻⁶ g/cm ³	188,878	190,077	191,276	192,566	194,033	196,128	198,265
Nu	0,3026	0,3161	0,2657	0,2796	0,2865	0,1997	0,1970
Gr · Pr · 10 ⁻⁹	7,6789	8,7402	9,6929	10,4628	11,2194	11,7008	12,0739
log Nu	-0,5192	-0,5001	-0,5756	-0,5734	-0,6870	-0,6937	-0,7100
log Gr · Pr	-4,1147	-4,0585	-4,0135	-3,9803	-3,9500	-3,9318	-3,9181

Experiment 7

Experience 2

U (Volt)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
W=UI (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P watt	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24
T _e °K	339,4	349,1	359,6	369,8	380,1	391,2	402,3
T _v °K	295,1	295,6	296,1	296,5	297,1	297,6	298,5
T _f °K	317,25	322,35	327,85	333,15	338,60	344,40	350,40
T _e -T _v °K	44,3	53,5	63,5	73,3	83,0	93,6	103,8
q · 10 ⁻³ cal/s.cm ²	8,9	11,3	13,6	16,5	19,3	22,8	26,5
q _r · 10 ⁻³ cal/s.cm ²	9,5	9,5	11,9	14,5	17,3	20,6	24,1
q _c · 10 ⁻³ cal/s.cm ²	1,4	1,8	1,7	2,0	2,0	2,2	2,4
K · 10 ⁻⁵ cal/s.cm [°]	6,537	6,619	6,713	6,810	6,902	7,000	7,112
ρ · 10 ⁻⁶ g/cm ³	0,352	0,346	0,341	0,335	0,330	0,324	0,319
μ · 10 ⁻⁶ g/cm.s	189,176	190,309	191,701	192,962	194,252	196,426	198,245
Nu	0,3050	0,3207	0,2514	0,2528	0,2203	0,2119	0,2051
Gr.Pr · 10 ⁴	1,1915	1,3521	1,5105	1,6247	1,7436	1,8225	1,8304
log Nu	-0,5156	-0,4938	-0,5936	-0,5972	-0,6969	-0,6739	-0,6879
log Gr.Pr	-3,9239	-3,8689	-3,8209	-3,7892	-3,7786	-3,7393	-3,7234

Tablou 4.18

Experience 3

U (Volt)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
W=UI (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P torr	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
T _e °K	336,0	345,8	355,6	364,6	375,8	385,6	397,0
T _v °K	293,8	294,3	294,7	295,1	295,5	295,5	296,4
T _f °K	314,90	320,05	325,15	329,85	335,65	340,55	346,70
T _e - T _v °K	42,2	51,5	60,9	69,5	80,3	90,1	100,6
q · 10 ⁻³ cal/s.cm ²	8,9	11,3	13,6	16,5	19,3	22,8	26,5
q _r · 10 ⁻³ cal/s.cm ²	6,9	8,9	11,1	13,3	16,2	19,1	22,6
q _c · 10 ⁻³ cal/s.cm ²	2,0	2,4	2,5	3,2	3,1	3,7	3,9
k · 10 ⁻⁵ cal/s.cm ²	6,497	6,589	6,673	6,753	6,852	7,280	7,303
ρ · 10 ⁻⁶ g/cm ³	1,182	1,163	1,143	1,128	1,109	1,093	1,073
ρ · 10 ⁻⁶ g/cm.s	180,621	183,849	191,060	192,101	193,562	194,997	197,208
Nu	0,4603	0,4465	0,3882	0,4302	0,3555	0,3557	0,3370
Gr · Pr · 10 ⁻³	1,2970	1,4883	1,6979	1,789	1,9356	2,0487	2,1154
log Nu	-0,3396	-0,3501	-0,4110	-0,3663	-0,4491	-0,4489	-0,4750
log Gr · Pr	-2,8871	-2,8273	-2,7864	-2,7473	-2,7132	-2,6885	-2,6746

Tablawa 4.19

Experience 4.

U (Volt)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,80	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
$W = UI$ (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P watt	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2	8,2
T_c °K	332,4	341,5	350,8	360,6	370,1	380,3	390,8
T_v °K	292,5	293,0	293,6	294,1	294,6	295,0	295,3
T_f °K	312,45	317,25	322,20	327,35	332,55	337,65	343,35
$T_c - T_v$ °K	39,9	48,5	57,2	66,5	75,5	85,3	94,9
$q \cdot 10^{-3}$ cal/s.cm ²	8,9	11,3	13,6	16,5	19,3	22,9	26,6
$q_c \cdot 10^{-3}$ cal/s.cm ²	6,4	8,2	10,1	12,4	14,8	17,6	20,6
$q_e \cdot 10^{-3}$ cal/s.cm ²	2,5	3,1	3,5	4,1	4,5	5,3	6,0
$k \cdot 10^{-5}$ cal/s.cm	6,458	6,539	6,624	6,712	6,801	6,888	6,983
$\rho \cdot 10^{-6}$ g/cm ³	12,211	12,026	11,841	11,655	11,473	11,293	11,112
$\mu \cdot 10^{-6}$ g/cm.s	188,069	189,216	190,400	191,633	192,879	194,096	196,109
Nu	0,6122	0,6168	0,5829	0,5796	0,5530	0,5632	0,5713
$Gr \cdot Pr$	0,1327	0,1522	0,1632	0,1852	0,1980	0,2110	0,2187
$\log Nu$	-0,2131	-0,2098	-0,2344	-0,2368	-0,2572	-0,2447	-0,2431
$\log Gr \cdot Pr$	-0,8772	-0,8176	-0,7719	-0,7323	-0,7034	-0,6757	-0,6601

Tabelle 4.20

Experience 5

U (Volt)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
$W=UI$ (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P torr	60	60	60	60	60	60	60
T_e °K	328,7	336,7	344,3	352,8	362,2	370,6	381,5
T_v °K	294,4	294,9	295,2	295,5	296,0	296,4	297,0
T_f °K	311,55	315,80	319,75	324,15	329,10	333,50	339,25
$T_e - T_v$ °K	34,3	41,8	49,1	57,3	66,2	74,2	84,5
$q \cdot 10^3$ $\frac{W}{s \cdot cm^2}$	9,1	11,5	13,8	16,6	19,5	23,1	26,8
$q_r \cdot 10^3$ $\frac{cal}{s \cdot cm^2}$	5,5	7,0	8,5	10,0	12,6	14,7	17,7
$q_c \cdot 10^3$ $\frac{cal}{s \cdot cm^2}$	3,6	4,5	5,3	6,6	6,9	8,4	9,1
$k \cdot 10^{-5}$ $\frac{cal}{s \cdot cm^{\circ}}$	6,497	6,528	6,593	6,668	6,750	6,824	6,920
$\rho \cdot 10^{-6}$ $\frac{g}{cm^3}$	83,604	88,398	87,306	86,121	84,826	83,707	82,288
$\mu \cdot 10^{-6}$ $\frac{g}{cm \cdot s}$	188,069	189,118	190,093	191,179	192,401	193,488	195,004
Nu	1,0257	1,0406	1,0331	1,0899	0,9743	1,0468	0,9820
Gr · Pr	6,1595	7,1275	7,9833	8,8410	9,6367	10,2631	10,9315
$\log Nu \cdot 10^{-2}$	1,1007	1,7285	1,4141	3,7423	-1,1283	1,9866	-0,7892
$\log Gr \cdot Pr$	0,7895	0,8529	0,9022	0,9465	0,9839	1,0113	1,0387

Tableau 4.21

Experience 6

U (Volt)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
$W = UI$ (w)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P torr	128	128	128	128	128	128	128
T_e $^{\circ}K$	323,6	331,2	338,9	347,2	355,5	364,9	373,9
T_v $^{\circ}K$	291,9	292,3	292,8	293,3	293,7	294,3	294,7
T_f $^{\circ}K$	307,75	311,75	315,85	320,25	324,60	329,60	334,10
$T_e - T_v$ $^{\circ}K$	31,7	38,9	46,1	53,9	61,8	70,6	78,8
$q \cdot 10^{-3}$ $cal/s \cdot cm^2$	9,1	11,5	13,8	16,7	19,5	23,1	26,8
$q_r \cdot 10^{-3}$ $cal/s \cdot cm^2$	4,9	6,2	7,7	9,4	11,3	13,5	15,7
$q_e \cdot 10^{-3}$ $cal/s \cdot cm^2$	4,2	5,3	6,1	7,3	8,2	9,6	11,1
$k \cdot 10^{-5}$ $cal/s \cdot cm^{\circ}$	6,410	6,473	6,546	6,617	6,688	6,763	6,841
$\rho \cdot 10^6$ g/cm^3	133,516	131,033	128,553	126,067	123,471	120,687	117,254
$\mu \cdot 10^6$ $g/cm \cdot s$	186,725	188,499	189,457	190,585	191,701	192,985	194,141
Nu	1,3042	1,3269	1,2755	1,2315	1,2519	1,2676	1,2393
$Gr \cdot Pr$	27,2676	31,5863	35,6305	39,4341	42,9816	46,2787	49,0062
$\log Nu$	0,1154	0,1228	0,1057	0,1111	0,0976	0,1030	0,1137
$\log Gr \cdot Pr$	1,4356	1,4995	1,5518	1,5965	1,6333	1,6654	1,6902

Tableau 4.22

Experience 7

U (Volt)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
$W=UI$ (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P torr	249	249	249	249	249	249	249
T_e °K	322,9	329,8	336,8	344,2	351,3	360,2	369,1
T_v °K	234,7	234,8	234,9	239,2	239,6	236,2	236,9
T_f °K	308,80	312,30	315,85	319,70	323,45	328,20	333,00
$T_e - T_v$ °K	88,2	95,1	101,9	105,0	111,7	124,0	132,2
$q \cdot 10^{-3}$ cal/cm ²	9,1	11,6	13,8	16,7	19,6	23,2	26,9
$q_r \cdot 10^{-3}$ cal/cm ²	4,4	5,6	7,0	8,5	10,0	12,1	14,2
$q_c \cdot 10^{-3}$ cal/cm ²	4,7	6,0	6,8	8,2	9,6	11,1	12,7
$k \cdot 10^5$ cal/cm ²	6,463	6,921	6,977	6,637	6,695	6,765	6,844
$\rho \cdot 10^{-6}$ g/cm ³	375,169	370,965	366,795	362,378	358,177	352,993	347,905
$\mu \cdot 10^{-6}$ g/cm.s	107,661	108,975	109,960	109,031	102,169	103,511	104,724
Nu	1,6272	1,6541	1,5570	1,5910	1,6244	1,6177	1,6217
Gr. Pr	89,9569	106,7454	121,3025	135,9335	147,4463	159,9261	170,5817
log Gr. Pr	1,9540	2,0283	2,0860	2,1333	2,1686	2,2039	2,2319
log Nu	0,2114	0,21856	0,1923	0,2017	0,2107	0,2089	0,2100

Tableau 4.23

Experiment 8.

U (V)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (A)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
W = UI (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P torr	348,4	348,4	348,4	348,4	348,4	348,4	348,4
T_e °K	320,0	326,9	333,3	340,3	348,3	356,0	365,1
T_v °K	292,5	292,9	293,5	293,9	295,0	295,0	296,2
T_f °K	306,25	308,70	313,40	316,95	321,65	325,50	330,65
$T_e - T_v$ °K	27,5	33,6	39,8	46,4	53,3	61,0	68,9
$q \cdot 10^{-3}$ cal/s cm ²	9,1	11,6	13,9	16,8	19,6	23,2	26,9
$q_r \cdot 10^{-3}$ cal/cm ²	4,2	5,3	6,5	7,8	9,4	11,2	13,7
$q_c \cdot 10^{-3}$ cal/s cm ²	4,9	6,3	7,4	9,0	10,2	12,0	13,6
$k \cdot 10^{-5}$ cal/s cm ²	6,450	6,509	6,567	6,621	6,693	6,752	6,830
$\rho \cdot 10^6$ g/cm ³	723,307	723,410	717,231	711,438	703,365	698,004	690,247
$\mu \cdot 10^6$ g/cm.s	186,883	188,231	189,533	190,603	192,010	193,163	194,702
Nu	1,7431	1,8177	1,7865	1,8485	1,8042	1,8384	1,8236
Gr.Pr	177,5258	206,6237	233,0843	259,7831	281,3544	307,0108	325,6037
log Nu	0,2415	0,2595	0,2520	0,2668	0,2563	0,2644	0,2609
log Gr.Pr	2,2493	2,3152	2,3675	2,4146	2,4492	2,4871	2,5127

Tableau 4.24

Experience 9.

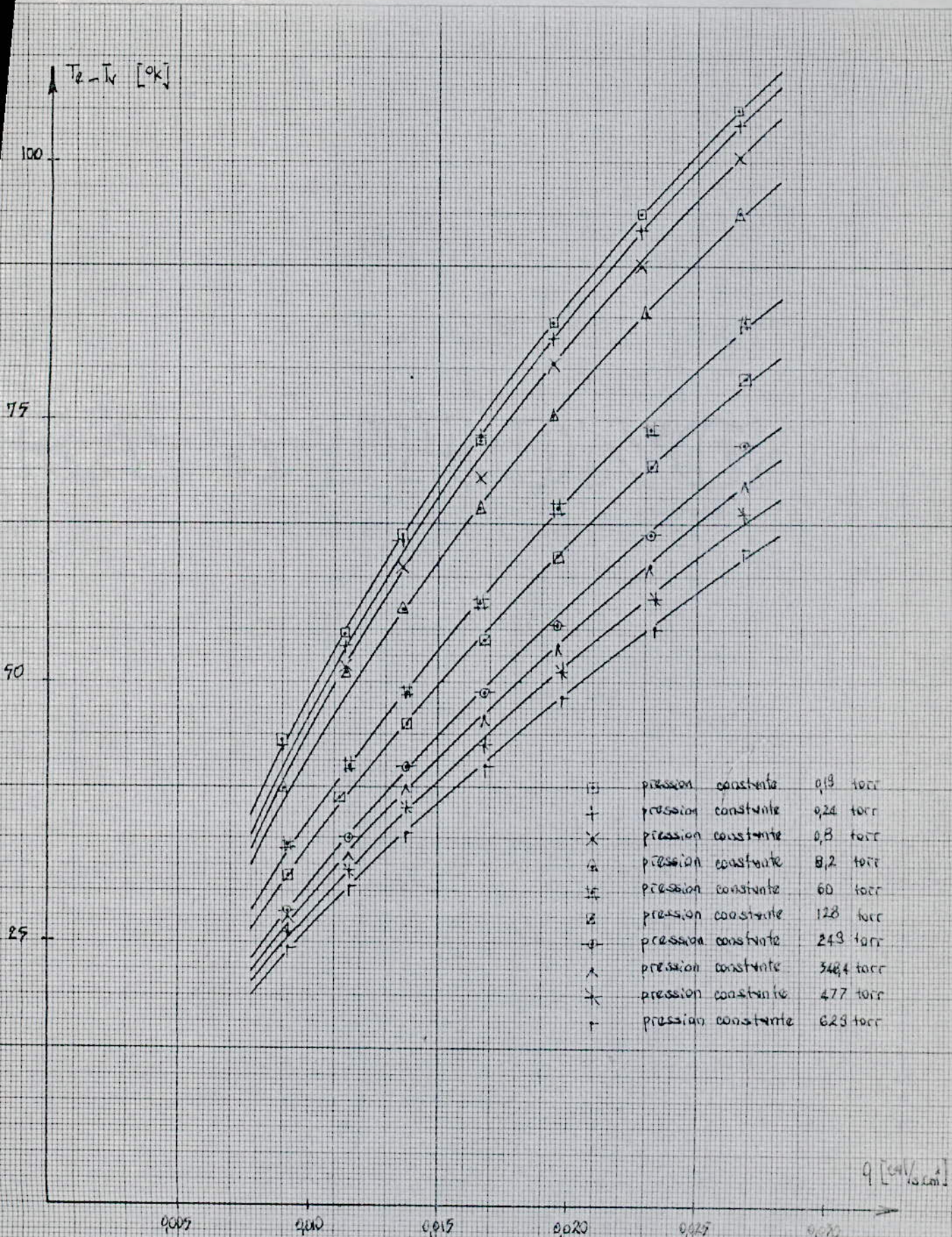
U	Volt	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I	Amp	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
$W = UI$	W	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P	tor	477	477	477	477	477	477	477
T_k	°K	318,7	325,1	331,4	337,8	345,3	352,9	362,6
T_v	°K	292,7	293,1	293,5	293,9	294,4	295,0	296,5
T_f	°K	305,70	309,10	312,45	315,85	319,85	323,95	329,55
$T_k - T_v$	°K	26,0	32,0	37,9	43,9	50,9	57,9	66,1
$q \cdot 10^3$	cal/cm ²	3,2	11,6	13,9	16,8	19,7	23,3	27,0
$q_r \cdot 10^3$	cal/cm ²	3,9	5,0	6,1	7,3	8,8	10,5	13,1
$q_c \cdot 10^3$	cal/cm ²	5,3	6,6	7,8	9,5	10,9	12,8	13,9
$k \cdot 10^{-5}$	cal/cm ²	6,486	6,544	6,596	6,650	6,705	6,766	6,848
$\rho \cdot 10^6$	g/cm ³	726,032	718,046	710,347	702,700	693,813	685,131	673,488
$\mu \cdot 10^6$	g/cm.s	187,190	186,503	183,823	180,902	193,039	193,473	189,252
Nu		1,9831	1,9887	1,9688	2,0534	2,0153	2,0617	1,9377
Gr.Pr		315,340	378,1920	418,6578	464,1510	506,4989	552,4116	588,1742
$\log Nu$		0,2973	0,2985	0,2942	0,3124	0,3043	0,3142	0,2872
$\log Gr.Pr$		2,4988	2,5777	2,6218	2,6667	2,7046	2,7423	2,7695

Tableau 4.25

Experience 10.

U (Volt)	3,80	4,30	4,70	5,20	5,60	6,10	6,60
I (Amp)	0,36	0,40	0,44	0,48	0,52	0,56	0,60
$W = UI$ (W)	1,36	1,72	2,06	2,49	2,91	3,44	3,99
P watt	629	629	629	629	629	629	629
T_c °K	320,4	326,1	331,4	337,4	343,5	350,3	358,9
T_v °K	295,9	295,8	295,7	295,2	295,2	295,2	296,3
T_f °K	308,15	310,95	313,55	316,25	319,35	322,75	327,60
$T_c - T_v$ °K	24,5	30,3	35,7	42,1	48,3	55,1	62,6
$q \cdot 10^{-3}$ W/cm ²	9,2	11,6	13,9	16,8	19,7	23,3	27,0
$q_r \cdot 10^{-3}$ W/cm ²	3,8	4,8	5,8	7,1	8,3	9,8	11,7
$q_c \cdot 10^{-3}$ W/cm ²	5,4	6,8	8,1	9,7	11,4	13,5	15,3
$k \cdot 10^{-3}$ W/cm ⁰	6,584	6,627	6,667	6,706	6,751	6,800	6,870
$\rho \cdot 10^{-6}$ g/cm	949,716	941,165	933,360	925,392	916,403	906,755	897,331
$\rho \cdot 10^{-6}$ g/cm.s	189,142	190,273	191,125	192,013	193,031	194,149	195,742
Nu	2,1123	2,1369	2,1474	2,1679	2,2061	2,2735	2,2449
$Gr \cdot Pr$	434,0918	587,6061	663,2398	762,0769	840,1596	917,8082	980,9440
$\log Nu$	0,3248	0,3298	0,3319	0,3360	0,3436	0,3567	0,3512
$\log Gr \cdot Pr$	2,6378	2,7691	2,8256	2,8820	2,9244	2,9627	2,9916

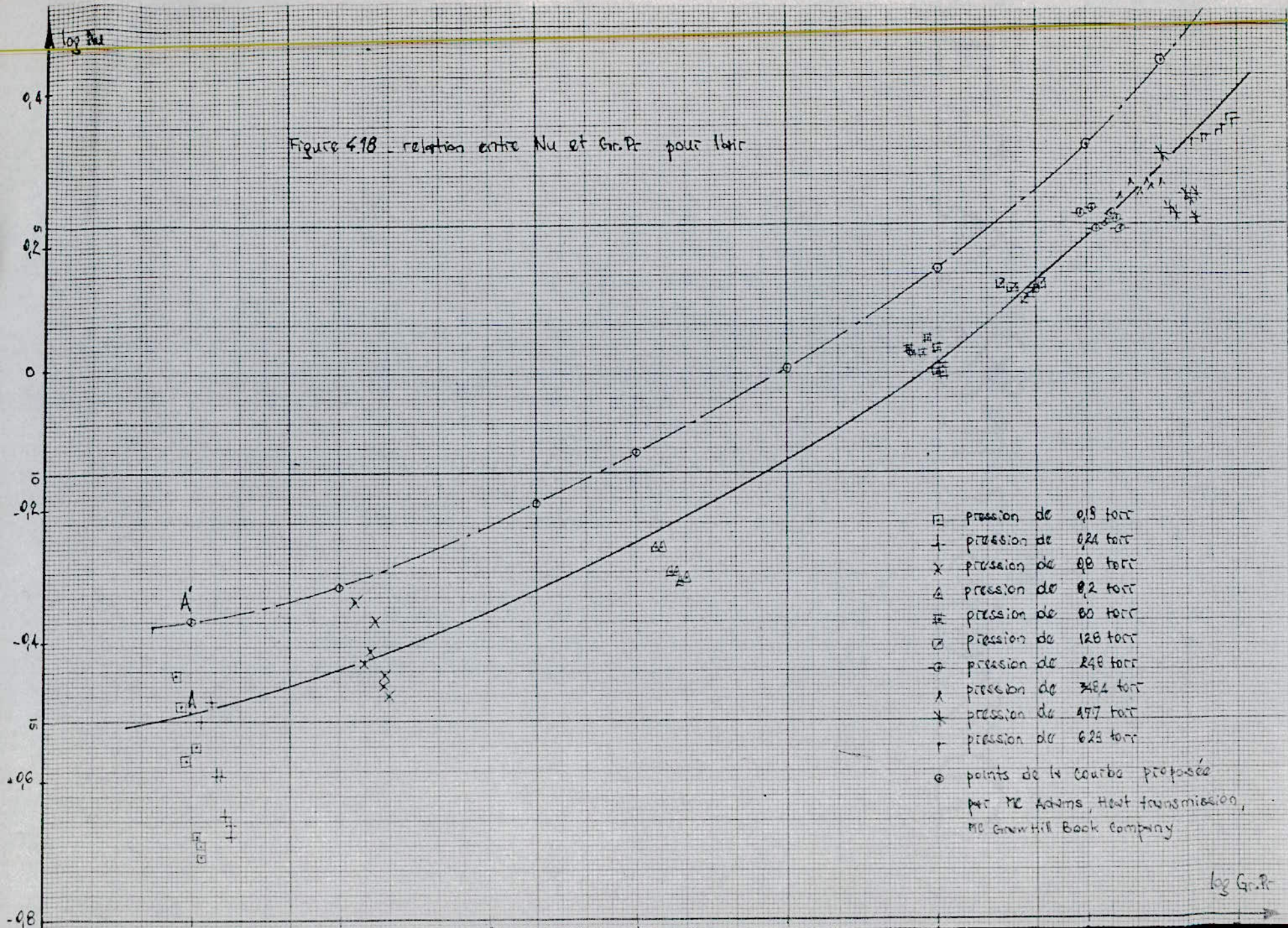
Tabelau 4.26



□	pression constante	0,19 torr
+	pression constante	0,24 torr
x	pression constante	0,8 torr
△	pression constante	8,2 torr
□•	pression constante	60 torr
□x	pression constante	128 torr
□○	pression constante	243 torr
△•	pression constante	348 torr
x•	pression constante	477 torr
△x	pression constante	623 torr

Figure. 4.17. relation entre la difference de temperature et le flux de chaleur pour differentes pressions

Figure 418 - relation entre Nu et Gr.Pr pour l'air



4.22. exploitation et interprétation des résultats :

Sur le graphique de la figure 4.17, donnant la relation entre la différence de température élément - milieu environnant et le flux de chaleur mis en jeu, nous remarquons que pour les faibles pressions cette différence de température augmente rapidement avec la puissance de chauffe. Par contre, en augmentant la pression régnant dans le cisson la variation de la différence de température s'effectue de moins en moins vite bien que la puissance de chauffe varie dans le sens croissant.

Aux faibles pressions, l'échange par convection est faible; la quantité d'air transportant l'énergie calorifique étant faible. Cela se traduit par un produit $(Gr \cdot Pr)$ petit, donc il en sera de même pour le nombre de Nusselt. Le coefficient d'échange déduit du nombre de Nusselt aura une valeur faible.

La figure 4.18, donnant la relation du nombre de Nusselt en fonction du produit $(Gr \cdot Pr)$ illustre bien le phénomène.

Nous notons une différence entre la courbe obtenue expérimentalement et celle donnée par certains ouvrages, "McAdams" entre autres, cette dernière étant conseillée par les auteurs pour la détermination du coefficient d'échange par convection. La différence est due aux erreurs de mesures.

Le nombre de Nusselt qui est directement lié au flux de chaleur fournie, s'exprime par :

$$Nu = \frac{h d}{k} \quad 4.9$$

Le coefficient d'échange peut être remplacé dans l'expression du nombre de Nusselt par les pertes par convection et la différence de température $(T_e - T_v)$, il peut s'écrire :

$$h = \frac{q_c}{T_e - T_v} \quad 4.10$$

le flux de chaleur échangé par convection est obtenu simplement en retranchant au flux total la quantité rayonnée :

$$q_c = q - q_r = q - \varepsilon \sigma (T_e^4 - T_r^4) \quad 4.11$$

où le flux de chaleur total est donné par les équations 3.44 et 3.45.

On a adopté comme valeur de l'émissivité celle obtenue dans la deuxième série d'expériences sur le rayonnement, c'est à dire $\varepsilon = 0,964$ afin de calculer les pertes par rayonnement.

Toutes les grandeurs mesurées notamment le courant, la différence de potentiel, et les différentes températures sont entachées d'erreurs dues aux appareils de mesure utilisés. Comme ces grandeurs interviennent directement dans le calcul du flux de chaleur échangé par convection, cela se répercute donc sur la valeur du nombre de Nusselt.

Nous avons estimé la plus grande erreur commise sur les nombres de Nusselt. Ainsi en considérant sur la figure 4.18 les points les plus écartés correspondant à la courbe proposée par la bibliographie et celle obtenue expérimentalement, respectivement, nous avons mené le calcul suivant:

le point A de la courbe expérimentale correspondant à $\log(Gr.Pr) = -4$ à pour valeur :

$$\log Nu_{exp} = -0,4951$$

ou

$$Nu_{exp} = 0,3199$$

tandis que le point A' correspondant toujours à $\log(Gr.Pr) = -4$ de la courbe donnée par McAdams :

$$\log Nu = -0,3767$$

ou

$$Nu = 0,4200$$

ainsi, l'erreur commise est estimée à :

$$\frac{Nu - N_{exp}}{Nu} = \frac{0,4200 - 0,3133}{0,4200} = 0,23$$

soit, donc, 23% d'erreur.

Le graphe donnée par la figure 4.18. reste toujours valable et peut être utilisé pour la détermination du coefficient d'échange pour n'importe quelle pression et n'importe quelle puissance de chauffe tant qu'elles restent incluses dans le domaine fixé par nos essais.

4.23 conclusion :

La figure 4.17 représentant la différence de température élément - milieu environnant en fonction du flux de chaleur donne l'influence de ce dernier sur la différence de température pour diverses pressions.

A partir de ce graphe, nous pouvons conclure que pour les basses pressions la différence de température est importante, mais du fait que dans cette région la quantité d'air présente est faible, d'où les petites valeurs du coefficient d'échange, c'est le rayonnement qui est plutôt favorisé. La convection ne contribue que pour 8 à 15% du flux total.

Tandis qu'à des pressions proches de l'atmosphère, bien que la différence de température croît moins vite que dans le cas précédent, la valeur du coefficient d'échange est bien plus grande que dans le cas des faibles pressions, ce qui rend la convection prédominante et contribuant jusqu'à 60% du flux total.

CHAPITRE 5

CONCLUSIONS

Cette étude nous a permis de déterminer l'émissivité d'un élément cylindrique horizontal et de vérifier la loi de Stephan-Boltzmann.

La vérification de cette loi empirique exige beaucoup de précautions quant aux conditions de travail; l'émissivité étant proche de l'unité les mesures nécessitent une très bonne précision.

En se basant sur l'analyse dimensionnelle et les résultats expérimentaux présentés sous forme de graphique (fig 4.18), il est possible pour toutes autres conditions expérimentales de déterminer le nombre de Nusselt connaissant le produit $(Gr \cdot Pr)$, celui-ci ne dépendant que de ces conditions, et d'en déduire le coefficient d'échange par convection.

A la lumière de notre travail, il apparaît que l'émissivité et le coefficient d'échange sont déterminants pour les phénomènes de rayonnement et de convection naturelle.

Les données expérimentales obtenues avec l'air ne révèle pas la dépendance entre le nombre de Grashof et le nombre de Prandtl, ce dernier étant une combinaison des propriétés physiques dont la valeur varie très faiblement pour les gazs.

Nous proposons pour étendre les résultats de notre étude l'utilisation d'autres gazs ayant une constitution moléculaire symétrique. Cela permettra de déterminer la dépendance du nombre de Prandtl et du nombre de Grashof, ainsi que le comportement des gazs absorbants au rayonnement.

L'adjonction d'appareils de mesures extérieurs plus précis que ceux que nous avons utilisés serait souhaitable afin de diminuer le plus possible les erreurs introduites lors du relevé des différents paramètres.

La relation entre les groupements adimensionnels pour les cylindres horizontaux a été reproduite. Ceci est bien visualisé par la figure 4.18, donnant la relation entre le nombre de Nusselt et le produit $(Gr.Pr)$.

Nos données expérimentales ont été entachées d'erreurs de mesures, ce qui fait s'écarter notre courbe de celle proposée dans la bibliographie, mais nos résultats, aux erreurs près, restent en accord avec la corrélation déjà établie.

REFERENCES

1. Transmission de la chaleur — W. H. McAdams
2. Transmission de la chaleur et thermodynamique — F. Kreith
3. Chemical Engineers' Handbook — Perry & Chilton

ANNEXE

Approximation de données numériques par la méthode des moindres carrés :

On approxime, au sens des moindres carrés un ensemble de n valeurs numériques y_i par une droite de la forme :

$$y_i^* = ax_i + b$$

pour faire une bonne approximation de la droite réelle par une droite analytique, la différence $y - y^*$ doit être la plus petite possible. La distance entre la droite réelle y et son modèle y^* peut être mesurée par la norme :

$$R = \sum_{i=1}^n (y_i - y_i^*)^2$$

les coefficients a et b de la droite des moindres carrés seront calculés de tel sorte que cette norme soit minimale.

on écrit alors :

$$\frac{\partial R}{\partial a} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial R}{\partial b} = 0$$

en remplaçant y_i^* par son expression contenant a et b , et en dérivant par rapport à ces derniers, nous obtenons :

$$\sum_{i=1}^n x_i^2 \cdot a + \sum_{i=1}^n x_i \cdot b = \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i$$

$$\sum_{i=1}^n x_i \cdot a + n \cdot b = \sum_{i=1}^n y_i$$

la détermination des coefficients a et b de la droite des moindres carrés revient à la résolution du système d'équation ci-dessus.

