

# CONVECTION FORCEE DE L'HYDROGENE LIQUIDE

Deuxieme partie (suite)

CAS DE GRANDS ECARTS DE TEMPERATURES ENTRE FLUIDE ET PAROI

(CANAL RECTANGULAIRE)

par

Paul PERROUD et Jean REBIERE

Rapport C E A - R 2796

**1965**

Ca

CEA-R 2796 - PERROUD Paul, REBIERE Jean

CONVECTION FORCEE DE L'HYDROGENE LIQUIDE - 2ème partie (suite) -  
CAS DE GRANDS ECARTS DE TEMPERATURES ENTRE FLUIDE ET PAROI  
(CANAL RECTANGULAIRE)

Sommaire. - L'hydrogène liquide s'écoule dans un canal de section rectangulaire de 1 x 6 mm, dont une seule grande face est chauffante (longueur : 190 mm), de façon à simuler le refroidissement d'une tuyère de fusée.

Le liquide est admis sous-refroidi à 25 °K en moyenne et sous une pression de 8 bars. Vitesse massique de 8,9 à 102 g/cm<sup>2</sup>.s, densité de flux de chaleur de 18 à 296,6 W/cm<sup>2</sup> et température de paroi atteignant 800 °K.

Deux corrélations des coefficients d'échanges thermiques locaux sont présentées, l'une pour la région en double-phase et l'autre pour la région en phase gazeuse homogène que l'on compare avec les formules établies précédemment pour le canal cylindrique.

./.

---

CEA-R 2796 - PERROUD Paul, REBIERE Jean

FORCED CONVECTION OF LIQUID HYDROGEN - Part 2 (continued) -  
CASE OF LARGE TEMPERATURE DIFFERENCES BETWEEN THE FLUID  
AND THE WALL (RECTANGULAR CHANNEL)

Summary. - Liquid hydrogen flows in a canal of rectangular cross section of 1 x 6 mm ; only one of the larger side is heated (length 190 mm) in order to simulate the cooling of a missile nozzle.

The liquid is admitted subcooled at 25 °K in average and under a pressure of 8 bars. Mass velocity from 8.9 to 102 g/cm<sup>2</sup>.s, heat flux from 18 to 296.6 W/cm<sup>2</sup> and wall temperature reaching 800 °K.

Two correlations of local heat transfer coefficients are presented, one for the region in two-phase flow and the other for the region in homogeneous gas-phase which are compared with the formula previously established for a cylindrical canal.

An analysis of pressure drop is also given.

./.

Une analyse des pertes de charge est également donnée.  
Les résultats expérimentaux bruts sont publiés séparément.

1965

26 p.

Commissariat à l'Energie Atomique - France

---

Gross experimental results are separately published.

1965

26 p.

Commissariat à l'Energie Atomique - France

*Les rapports du COMMISSARIAT A L'ENERGIE ATOMIQUE sont, à partir du n° 2200, en vente à la Documentation Française, Secrétariat Général du Gouvernement, Direction de la Documentation, 16, rue Lord Byron, PARIS VIIIème.*

*The C.E.A. reports starting with n° 2200 are available at the Documentation Française, Secrétariat Général du Gouvernement, Direction de la Documentation, 16, rue Lord Byron, PARIS VIIIème.*

- Rapport CEA-R 2796 -

CENTRE D'ETUDES NUCLEAIRES DE GRENOBLE  
Laboratoire d'Applications Spéciales de la Physique

CONVECTION FORCEE DE L'HYDROGENE LIQUIDE

2ème Partie (suite)

Cas de grands écarts de températures entre fluide et paroi  
Canal rectangulaire

par

Paul PERROUD et Jean REBIERE

Collaborateurs techniques

R. BERANGER, J-L. CHINCHOLLE,

L. GRUMEL, C. GUELF

Note ASP n° 64/06, mai 1964

- Juillet 1965 -

# CONVECTION FORCEE DE L'HYDROGENE LIQUIDE

## 1. INTRODUCTION

Dans les expériences précédentes, objet des rapports CEA-R 2439 et CEA-R 2499 [16, 17, 18, 19], nous avons considéré le cas d'un tube cylindrique de 2 et 3 mm de diamètre uniformément chauffé. L'étude se poursuit en recherchant l'influence de la géométrie, en particulier le rapport périmètre chauffant/périmètre mouillé, sur les phénomènes de transfert de chaleur dans le cas de grands écarts de températures entre fluide et paroi.

Deux sections sont utilisées : espace annulaire (tube intérieur chauffant) et section rectangulaire (une seule paroi chauffante) de façon à mieux simuler les canaux de refroidissement d'une tuyère de fusée utilisant l'hydrogène liquide.

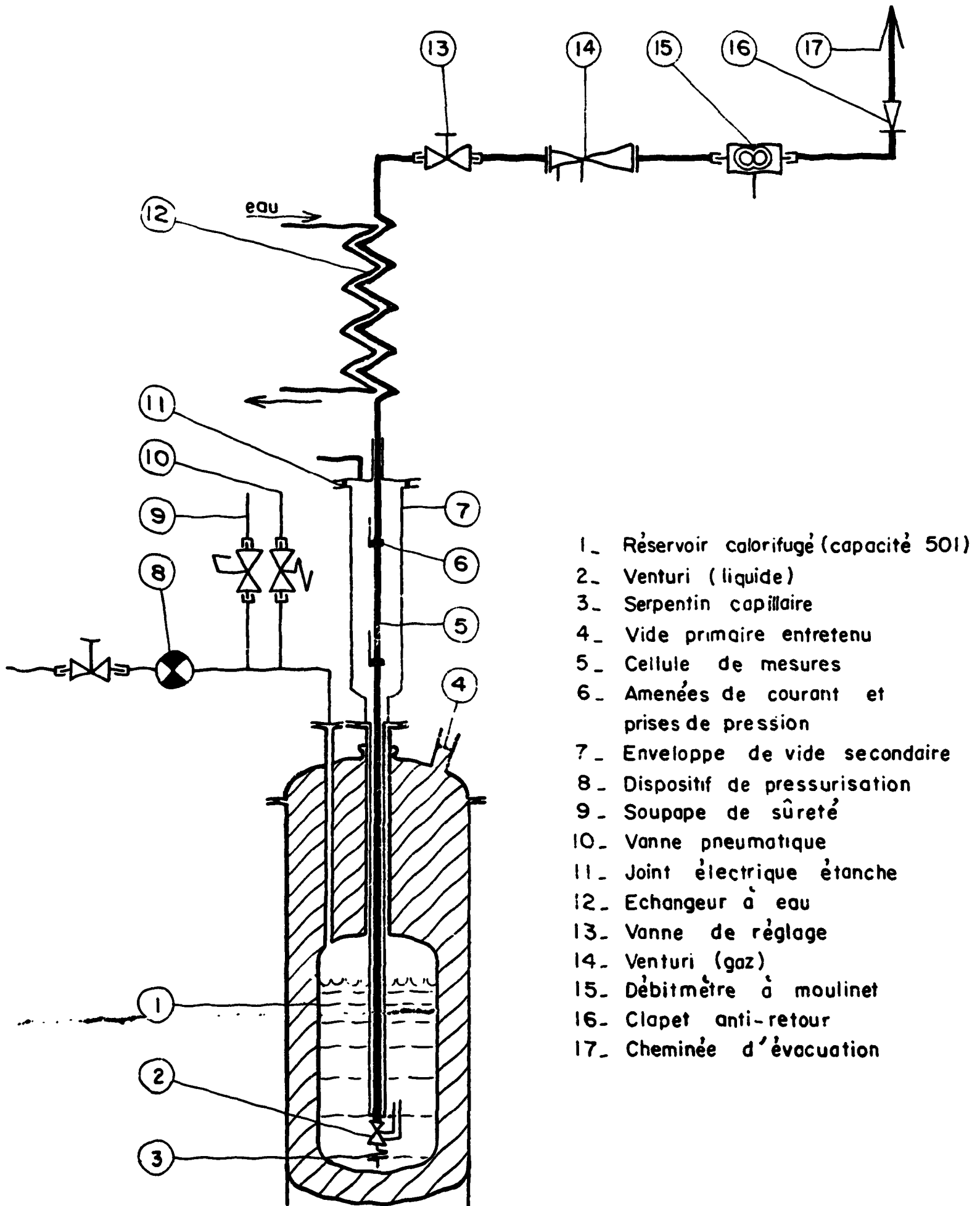
La présente note expose les résultats obtenus avec un canal à passage rectangulaire (1 x 6 mm) recevant un flux de chaleur sur une seule de ses grandes faces.

## 2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

2.1. La figure 1 représente le schéma général de l'appareillage utilisé ; c'est essentiellement celui qui a servi aux expériences précédentes et qui est décrit en détails dans les rapports mentionnés ci-dessus. Des modifications ont été apportées pour améliorer la rapidité des mesures. Températures, débits et pressions sont maintenant enregistrées simultanément sur un même appareil (enregistreur photographique à noircissement direct A.C.B.).

### 2.2. Cellule de mesures

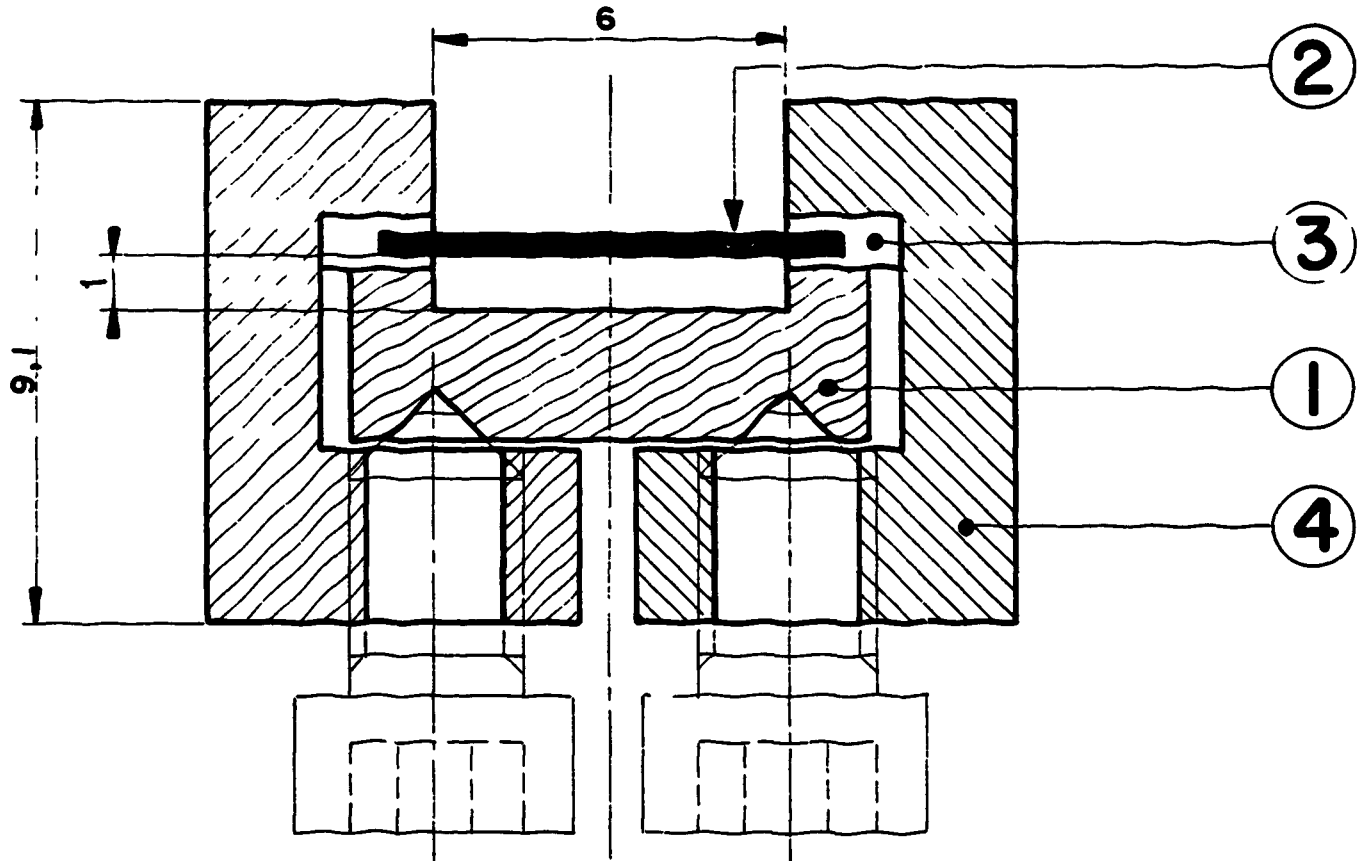
2.2.1. Le canal est disposé verticalement, le fluide s'écoule de bas en haut (figure 2). Il est essentiellement constitué par une barre en acier inox (18 Cr, 8 Ni) de 3 x 10 mm et de 280 mm de longueur (1) dans laquelle on a pratiqué une rainure de 0,7 mm de profondeur et de 6 mm de largeur. Une plaque (2) en acier inox de même nuance de 0,4 x 8 mm, isolée électriquement de la barre par un joint (3) en amiante traitée (permanite 0,3 mm d'épaisseur) et appliquée par serre-joints (4) détermine ainsi un passage rectangulaire de 1 x 6 mm et de 260 mm de longueur. Cette disposition, choisie parmi d'autres solutions, a donné de bons résultats en ce qui concerne l'étanchéité et l'isolement électrique



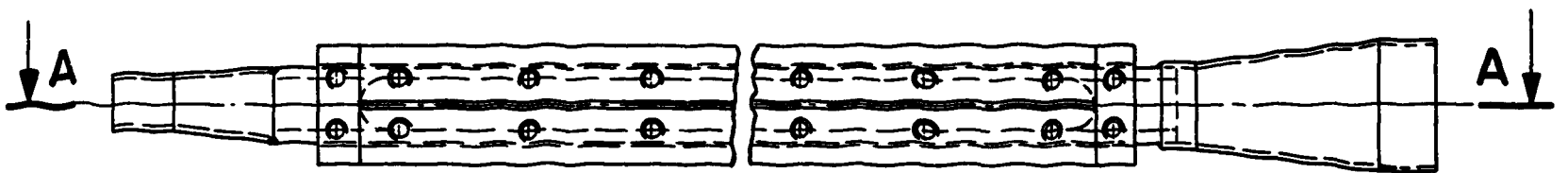
- 1. Réservoir calorifugé (capacité 50l)
- 2. Venturi (liquide)
- 3. Serpentin capillaire
- 4. Vide primaire entretenu
- 5. Cellule de mesures
- 6. Amenées de courant et prises de pression
- 7. Enveloppe de vide secondaire
- 8. Dispositif de pressurisation
- 9. Soupape de sûreté
- 10. Vanne pneumatique
- 11. Joint électrique étanche
- 12. Echangeur à eau
- 13. Vanne de réglage
- 14. Venturi (gaz)
- 15. Débitmètre à moulinet
- 16. Clapet anti-retour
- 17. Cheminée d'évacuation

Fig. 1 Schéma de l'appareillage.

- Coupe B-B -



CANAL RECTANGULAIRE  
Ensemble - Elevation



- Coupe A-A -

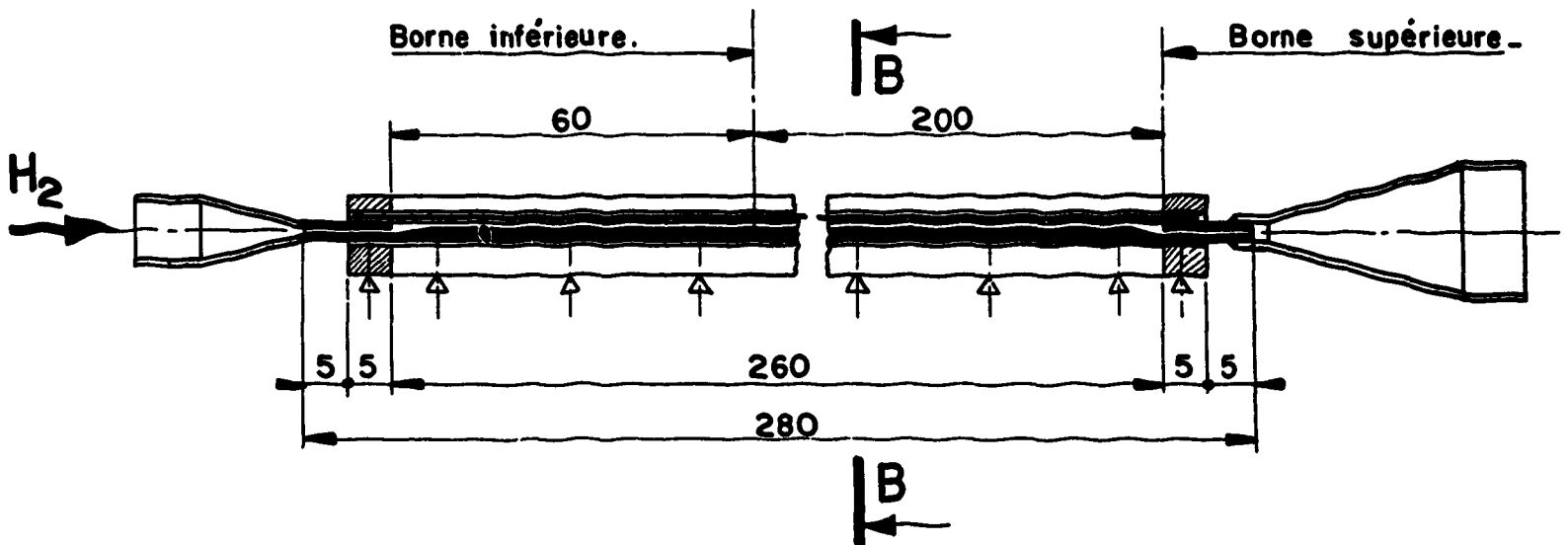


Fig : 2. Schéma de la cellule - (Cotes en mm) -



difficiles à réaliser dans des conditions sévères de température.

Une longueur de 70 mm (soit 40 De) précède la partie chauffée pour l'établissement du régime hydrodynamique.

La plaque d'acier est chauffée par effet Joule en courant alternatif entre deux bornes de cuivre brasées sur celle-ci et distantes de 190 mm.

A 300 °K, la résistance électrique de cet élément chauffant est de  $0,05 \Omega$ , ce qui nécessite un courant de 180 A pour une densité de flux de chaleur de  $100 \text{ W/cm}^2$ .

Afin de limiter les échanges thermiques avec l'extérieur, une enceinte de vide ( $10^{-3}$  Torr) est disposée autour du canal chauffant et de l'amenée de liquide jusqu'au fond du réservoir.

La cellule de mesure a été dimensionnée de façon à minimiser les pertes par effet Joule et par conduction le long des amenées de courant, des fils de thermocouples et du conduit de sortie. Les pertes par rayonnement entre le canal et l'enveloppe extérieure sont faibles devant les précédentes.

Comme pour le canal cylindrique, les échanges avec l'extérieur se sont avérés négligeables devant les puissances relativement importantes échangées dans le canal (maximum de 1 pour cent de la puissance échangée dans le cas le plus défavorable).

#### 2.2.2. Mesure des températures

a) La température du fluide à l'entrée est mesurée à  $\pm 0,2$  °C par résistance de platine noyée dans l'écoulement.

b) La température extérieure de la paroi chauffante est indiquée par 10 thermocouples (Chromel-Alumel, 0,2 mm de diamètre), régulièrement répartis sur l'axe longitudinal entre les bornes et soudés électriquement sur la paroi.

c) La température du fluide à la sortie est notée par un thermocouple (Chromel-Alumel, 0,2 mm de diamètre) disposé dans le courant fluide immédiatement à l'aval de la partie chauffée.

d) La température de la paroi non chauffée du canal est donnée par 3 thermocouples (Or-Cobalt et Cuivre, 0,2 mm de diamètre).

#### 2.2.3. Mesure des pressions

Pression d'entrée et chute de pression dans le canal sont mesurées et enregistrées à l'aide de capteurs manométriques à membrane. Les prises de pression sont ménagées au droit des bornes sur la face non chauffée du canal.

#### 2.2.4. Mesure des débits

Le débit est mesuré par 2 venturis, l'un placé en amont de la cellule au fond du réservoir (phase liquide homogène) et l'autre en aval (phase gazeuse homogène) sur la partie du circuit à basse pression. La pression différentielle est mesurée également par capteurs manométriques à membrane.

### 3. METHODE EXPERIMENTALE

3.1. Les mesures ont été effectuées à pression d'entrée constante (comprise entre 7,5 et 8 bars). On mesure en régime établi :  $T'_p$ ,  $T_e$ ,  $T_s$ ,  $P_e$ ,  $\Delta P_T$ ,  $M$  et  $W$  et l'on calcule ensuite les grandeurs  $q$ ,  $I_p$ ,  $I_f$ ,  $T_t$ ,  $L_{sat}$ ,  $x$  et  $h$  par la méthode indiquée dans la note précédente [18] à laquelle le lecteur est prié de se reporter.

Seule la chute de température dans l'épaisseur  $e$  de la paroi chauffante  $\Delta T'$  s'exprime ici différemment :

$$\Delta T' = \frac{e q}{2 k_a}$$

$\Delta T'$  est représentée, en fonction de  $T$  pour  $q = 1 \text{ W/cm}^2$ , figure 3.

#### Remarques sur le calcul de $q$ et la mesure de $T'_p$

Comme on l'a vu figure 2, la plaque chauffante est maintenue serrée sur un joint isolant électrique et thermique ; les thermocouples sont disposés le long de l'axe longitudinal.

La résistivité  $R$  de l'acier inox variant relativement peu avec la température, on peut admettre que la densité de courant  $i$  par unité de volume est constante dans l'épaisseur  $e$  de la plaque. La densité de flux de chaleur  $q$  est alors uniforme et elle est donnée par :

$$q = Ri^2e = \frac{W \text{ totale}}{S \text{ totale}}$$

Le flux de chaleur qui apparaît sur les bords de l'élément chauffant, au droit du joint électrique, a pour effet d'élever la température de cette partie de la plaque de telle façon que l'évacuation de la chaleur puisse se faire par conduction, d'une part dans l'épaisseur de la plaque et d'autre part dans le joint et la partie réputée adiabatique du périmètre mouillé. Ce flux de chaleur parasite se retrouve en quasi-totalité dans le sein de l'écoulement car les échanges de chaleur avec l'extérieur sont négligeables. Le titre  $x$  est donc calculé en tenant compte de ce fait.

Ces "fuites" sont cependant faibles ; le calcul montre qu'elles ne dépassent pas 15 pour cent de la puissance totale échangée. Les thermocouples placés sur la face opposée à la face chauffée du canal ont accusé une température relativement faible.

On peut se demander aussi si l'élévation de température des bords de la plaque chauffante ne va pas perturber la mesure de  $T'_p$  faite en son milieu. Le calcul montre que la perturbation est de l'ordre du degré centigrade dans le cas le plus défavorable, ce qui est parfaitement négligeable en regard des grands écarts de températures entre fluide et paroi.

### 4. RESULTATS EXPERIMENTAUX

4.1. Une note CENG/ASP non diffusée groupe les résultats expérimentaux bruts. Chaque expérience correspond à un graphique où l'on a reporté les variations de  $T_p$ ,  $T_f$ ,  $T_t$  et  $T_{sat}$  le long du canal.

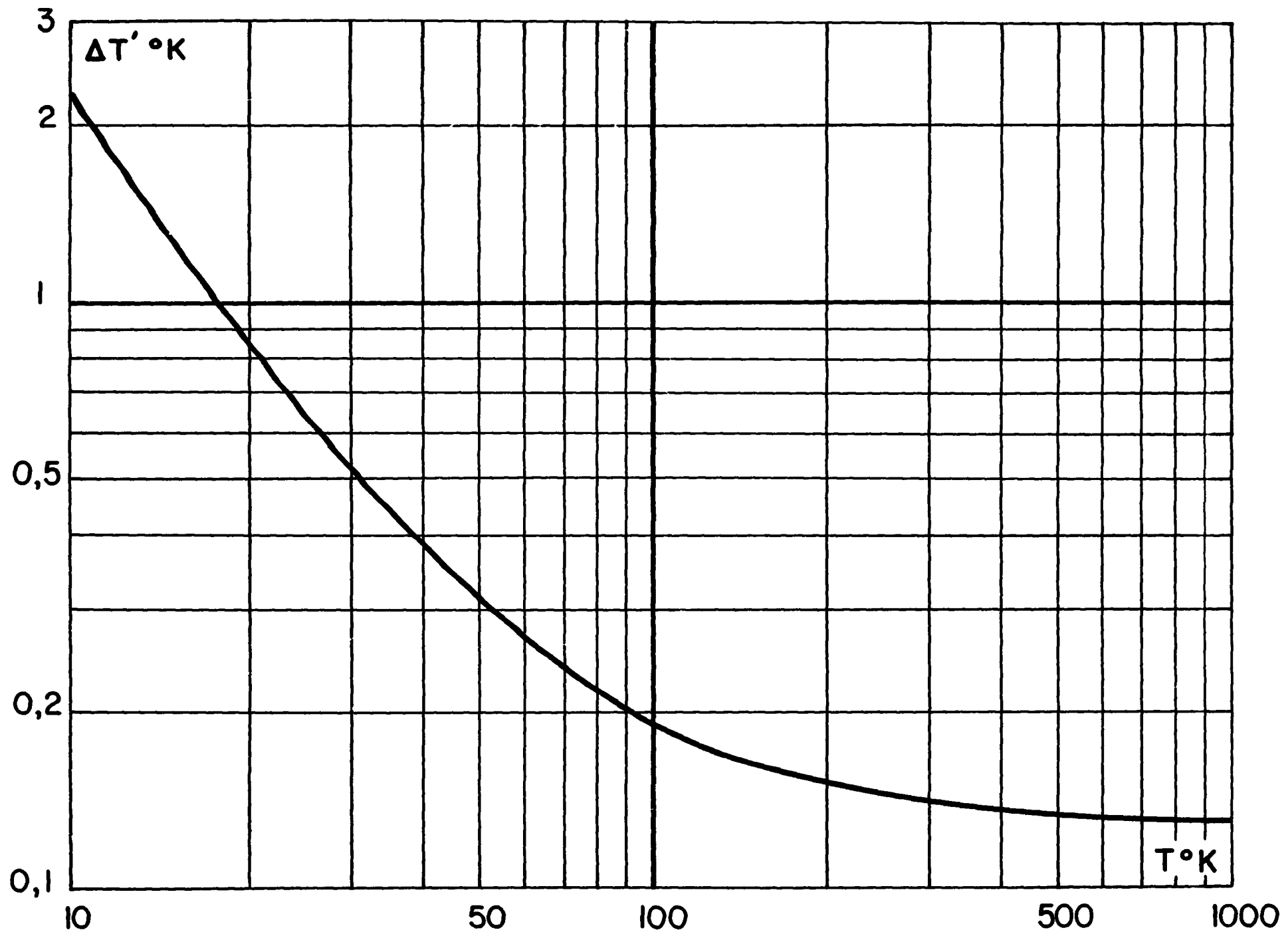


Fig:3 - Chute de température dans l'épaisseur de la plaque -  $e = 0,4$  mm.  
pour  $q = 1 \text{ w/cm}^2$

#### 4.2. Domaine exploré

Pression d'entrée constante  $P_e$  : 8 bars

Vitesse massique  $G$  : 8,9 à 102 g/cm<sup>2</sup>.s

Température d'entrée constante  $T_e$  : 25 °K (en moyenne)

Densité de flux de chaleur  $q$  : 18 à 296,6 W/cm<sup>2</sup>

Température maximum de paroi  $T_p$  : 800 °K

Titre en masse  $x$  : de 0 à 1

#### 4.3. Composition de l'hydrogène utilisé

En moyenne : para-hydrogène 60 pour cent, ortho-hydrogène 40 pour cent.

#### 4.4. Régime hydrodynamique et transfert de chaleur

Les courbes de températures de paroi mesurées présentent la même allure que dans le cas du canal cylindrique : elles passent par un minimum assez aplati situé un peu en aval de la fin du palier de saturation. L'écoulement en sous-saturation peut donner lieu à des températures de paroi élevées qui peuvent être dangereuses.

Le modèle d'écoulement établi pour le tube cylindrique [18] peut encore être utilisé pour le canal rectangulaire, mais en tenant compte du fait que l'écoulement n'est plus ici de révolution autour de l'axe du canal. Au voisinage de la plaque chauffante, les phénomènes sont absolument identiques à ceux existant au voisinage de la paroi du tube cylindrique.

Par contre, le liquide peut s'écouler au contact de la paroi opposée qui n'est pas chauffée. En fait, sur cette face, il passe une certaine quantité de chaleur provenant des pertes thermiques par conduction dans le joint d'amiante traitée et par les serre-joints. Ce flux de chaleur parasite ne dépasse pas le dixième du flux de chaleur de la paroi chauffante dans le cas le plus défavorable. Des bulles de gaz et même un film de vapeur très mince peuvent donc apparaître dans certains cas sur cette paroi réputée adiabatique.

La figure 4 schématise l'évolution de la structure de l'écoulement en relation avec les températures de paroi et de fluide dans le cas d'un canal idéal recevant un flux de chaleur uniforme sur une seule face.

Il est nécessaire de rappeler qu'il s'agit d'un canal de faible profondeur (1 mm); les effets de tension superficielle qui interviennent dans la dimension des bulles ne seront donc pas négligeables. Le modèle présenté risque donc de ne pas être valable pour un canal de profondeur plus grande.

- Région A -  $T_f < T_{sat}$

Paroi chauffée : ébullition locale avec film de vapeur en formation. On observe souvent une décroissance de  $T_p$  vers l'aval. La température de paroi dans cette région est souvent plus élevée que dans la région suivante.

Paroi adiabatique : liquide.

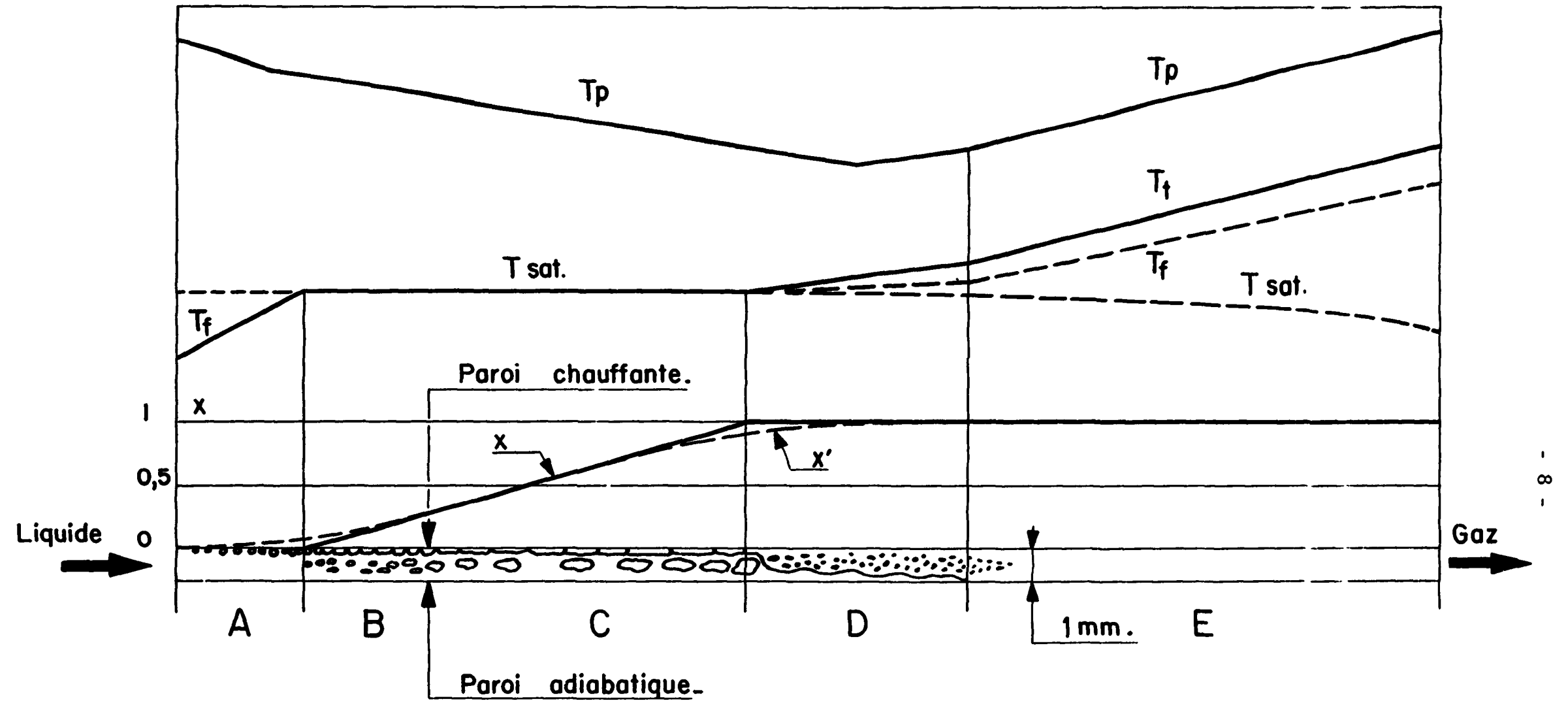


Fig: 4 - Canal rectangulaire chauffé uniformément sur une seule face (1 x 6 mm) -

Régime hydrodynamique et transfert de chaleur  
dans le cas de grands écarts de températures  
entre fluide et paroi.

- Région B -  $T_f = T_{sat}$

Paroi chauffée : ébullition franche avec film de vapeur discontinu.  $T_p$  décroît vers l'aval.

Paroi adiabatique : liquide.

- Région C -  $T_f = T_{sat}$

Paroi chauffée : film de vapeur continu.  $T_p$  décroît vers l'aval.

Paroi adiabatique : film liquide.

- Région D

Paroi chauffée : brouillard de gouttelettes.  $T_p$  passe par un minimum.

Paroi adiabatique : film liquide ondulé s'amenuisant.

- Région E

Vapeur sèche ou gaz.  $T_p$  croît régulièrement.

#### 4.5. Coefficients d'échanges thermiques locaux

##### 4.5.1. Régime en double-phase (régions B et C)

Les coefficients  $h = q/(T_p - T_{sat})$  sont évalués aux points de titre 0, 0,05, 0,1, 0,2, 0,4, 0,6, 0,8, 0,9, 0,95 et 1 qui se trouvent toujours assez loin des amenées de courant.

Pour la corrélation, on utilise la méthode de Graham [10] que nous avons appliquée déjà au cas de canal cylindrique [18]. Elle consiste à comparer le nombre de Nusselt expérimental  $Nu_{exp, f} = hD / k_f$  avec un nombre de Nusselt calculé par la formule classique :

$$Nu_{calc, f} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

On recherche une relation entre :

$$\frac{Nu_{exp, f}}{Nu_{calc, f}} = Y$$

et le paramètre de Martinelli-Nelson

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\mu_{l, sat}}{\mu_{g, f}} \right)^{0,1} \left( \frac{\rho_{g, f}}{\rho_{l, sat}} \right)^{0,5} \quad (4.1.)$$

Le nombre de Reynolds est défini de façon à ce qu'il soit égal au nombre de Reynolds gazeux quand  $x = 1$

$$Re = \frac{\rho_{f, m} U_{av} D}{\mu_f} \quad 1) \quad (4.2.)$$

1) Dans le cas du canal rectangulaire, on prend comme dimension caractéristique le diamètre équivalent  $D_e = 4 \times \text{rayon hydraulique} = 1,715 \text{ mm}$ .

avec

$$\rho_{f, m} = \frac{1}{\frac{x}{\rho_f} + \frac{1-x}{\rho_{l, sat}}}$$

$\rho_f$  = masse volumique du gaz évaluée à  $T_x = T_{0,5}$

$\rho_{l, sat}$  = masse volumique du liquide évaluée à  $T_{sat}$

$\mu_f$  = viscosité du gaz évaluée à  $T_x = T_{0,5}$

$$U_{av} = \frac{G}{\rho_b} \text{ avec } \rho_b = \frac{1}{\frac{x}{\rho_{g, sat}} + \frac{1-x}{\rho_{l, sat}}}$$

Le nombre de Prandtl est défini par :

$$Pr = \left( \frac{\mu C_p}{k} \right)_f \quad (4.3.)$$

### Corrélations

Sur la figure 5, on a reporté le rapport Y en fonction de  $X_{tt}$  pour des titres calculés x variant de 0,05 à 0,95. La fonction

$$Y = 0,28 + \frac{1}{0,56 + 1,36 X_{tt}} \quad (4.4.)$$

représente la courbe moyenne des points expérimentaux dont la dispersion est assez grande de part et d'autre. Pour  $x = 0$  ( $X_{tt} \infty$ ) et  $x = 1$  ( $X_{tt} = 0$ ) la dispersion est encore beaucoup plus importante.

Comme pour la géométrie cylindrique, on peut chercher à améliorer cette corrélation en utilisant le même facteur correctif sans dimension.

$$N = \frac{G \lambda}{q}$$

introduit par le fait que q et P ont un effet inverse de G.

Sur la figure 6, on a reporté Y en fonction de N.

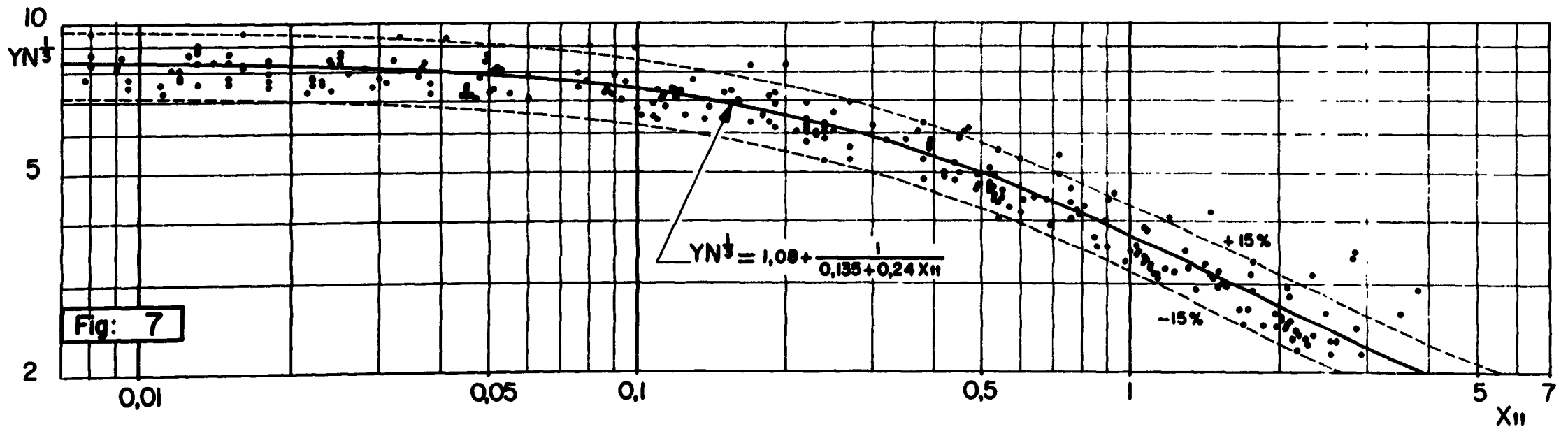
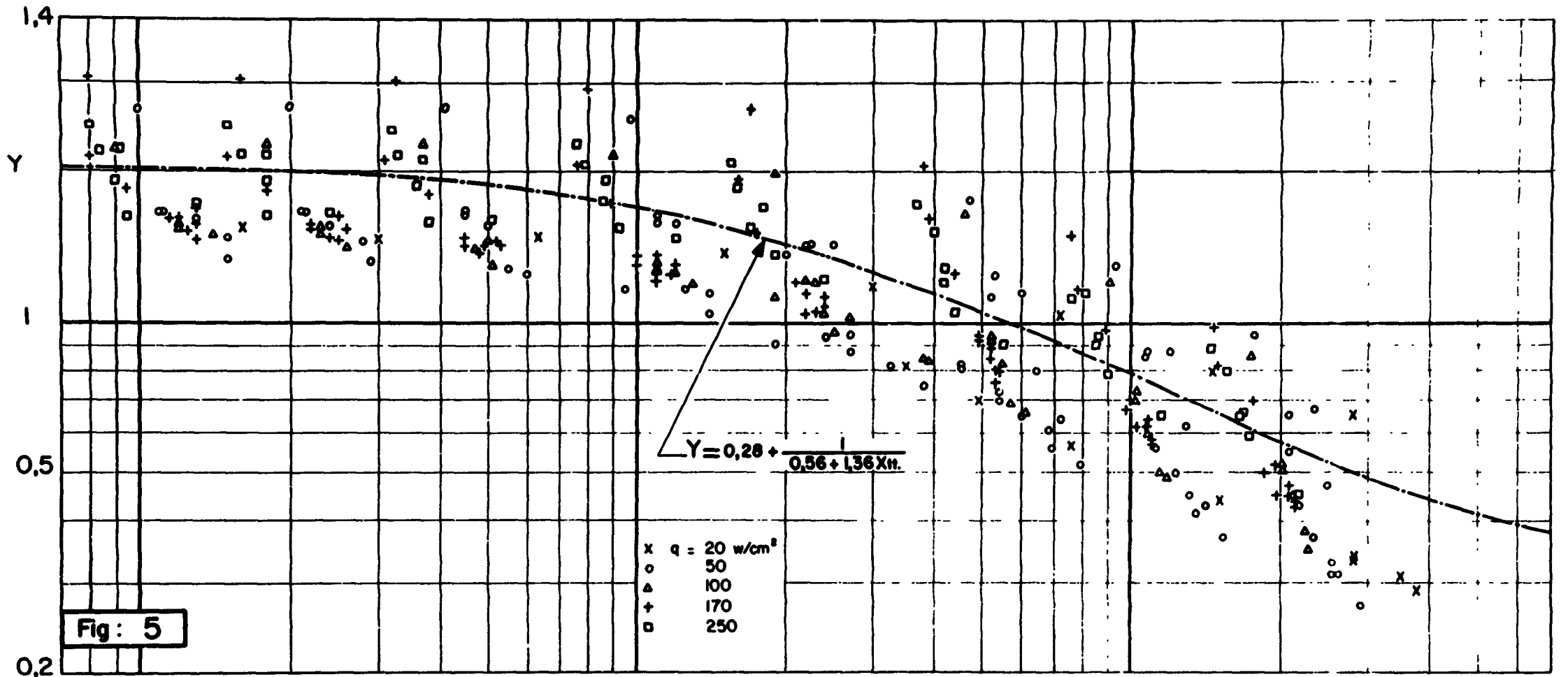
Les fonctions suivantes se trouvent être satisfaisantes :

$$\begin{aligned} x = 0 (X_{tt} \infty) : Y &= 1,08 N^{-\frac{1}{3}} \\ x = 1 (X_{tt} = 0) : Y &= 8,50 N^{-\frac{1}{3}} \end{aligned} \quad (4.5.)$$

L'exposant  $\frac{1}{3}$  du nombre N convient également pour les titres intermédiaires et la fonction :

$$Y = \left( 1,08 + \frac{1}{0,135 + 0,24 X_{tt}} \right) N^{-\frac{1}{3}} \quad (4.6.)$$

représente bien l'ensemble des résultats expérimentaux : 95 pour cent des points se trouvent à l'intérieur des bandes tracées à  $\pm 15$  pour cent (fig. 7). Pour  $x = 0$  et  $x = 1$ , on retrouve les équations (4.5.) ci-dessus.



Corrélation des coefficients d'échanges thermiques (double-phase)



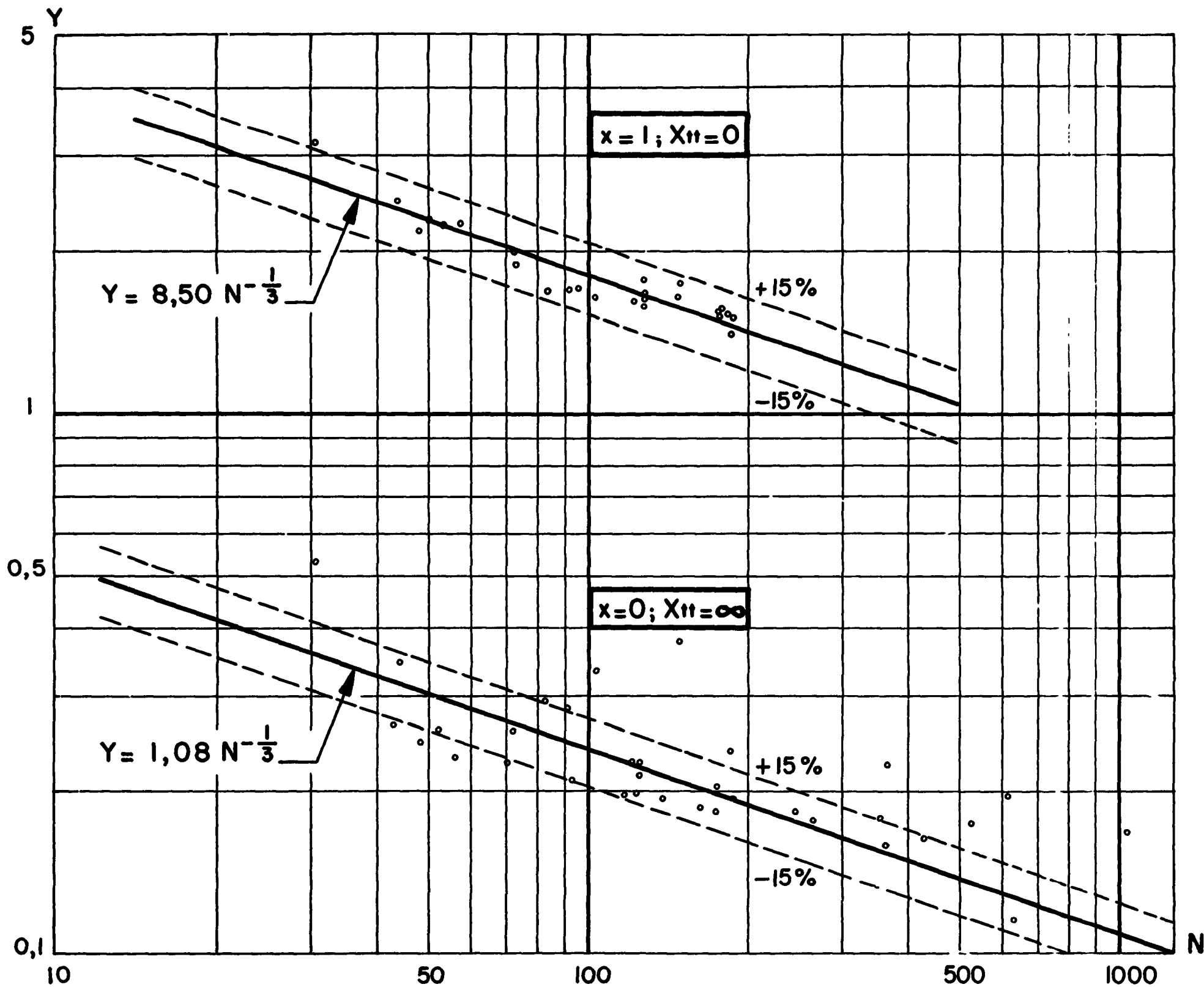


Fig: 6 - Corrélation pour  $x = 0$  et  $x = 1$ . ( Confins des régions A-B et C-D ).

La formule (4.6) présentée pour le canal rectangulaire est à comparer avec celle établie pour le canal cylindrique [18]. C'est l'objet de la figure 8 où l'on voit que les deux courbes sont assez voisines.

Pour  $x$  compris entre 0 et 0,95, la courbe (4.6.) est située au-dessus de l'autre à 10 pour cent en moyenne. Pour  $x = 1$ , la courbe passe en dessous à 8 pour cent. On en conclut que, compte tenu de la dispersion des points expérimentaux, l'effet intrinsèque de la géométrie ou du rapport périmètre mouillé/périmètre chauffant (ici 0,43) est relativement faible.

### Remarque

#### Régime en sous-saturation (région A)

Comme on l'a vu au paragraphe 4.4., une ébullition locale se manifeste sur la paroi. La vapeur qui se forme se condense dans le coeur de l'écoulement où  $T_f < T_{sat}$ . Il n'est pas possible dans cette région de définir un titre de la vapeur par bilan thermique.

On peut penser que la corrélation établie pour  $x = 0$  (Eq. 4.5) est encore valable en sous-saturation. La figure 9, venant confirmer cette hypothèse, montre une dispersion des points expérimentaux acceptable en première approximation.

Les coefficients d'échanges, définis par  $h = q/T_p - T_f$ , ont été choisis en des points assez éloignés des bornes et la température du fluide  $T_f$  est comprise entre 25 et 30 °K, tandis que la température de paroi  $T_p$  varie entre 80 et 600 °K.

Dans cette région, le nombre de Reynolds a pour expression

$$Re = \frac{GD_e}{\mu_f}$$

Pour un débit donné, le coefficient  $h$  calc varie avec la température de film.

#### 4.5.2. Phase gazeuse homogène (région E)

Les coefficients  $h = q/T_p - T_f$  ont été déterminés dans la région E en des points situés assez loin des confins, d'une part pour éliminer les effets de bornes et d'autre part pour avoir la certitude d'un écoulement gazeux homogène.

La corrélation qui rend le mieux compte des résultats est la formule classique (figure 10)

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.8.)$$

dans laquelle les propriétés physiques du fluide sont évaluées à  $T_{0,3}$ . Le nombre de Reynolds est ainsi défini :

$$Re = \frac{\rho_{0,3} U D_e}{\mu_{0,3}} = \frac{G D_e}{\mu_{0,3}} \frac{T_f}{T_{0,3}} \quad (4.9.)$$

La température de paroi  $T_p$  a varié de 115 à 770 °K, la température de fluide  $T_f$  de 30 à 232 °K et le rapport  $T_p/T_f$  a atteint un maximum de 11,5.

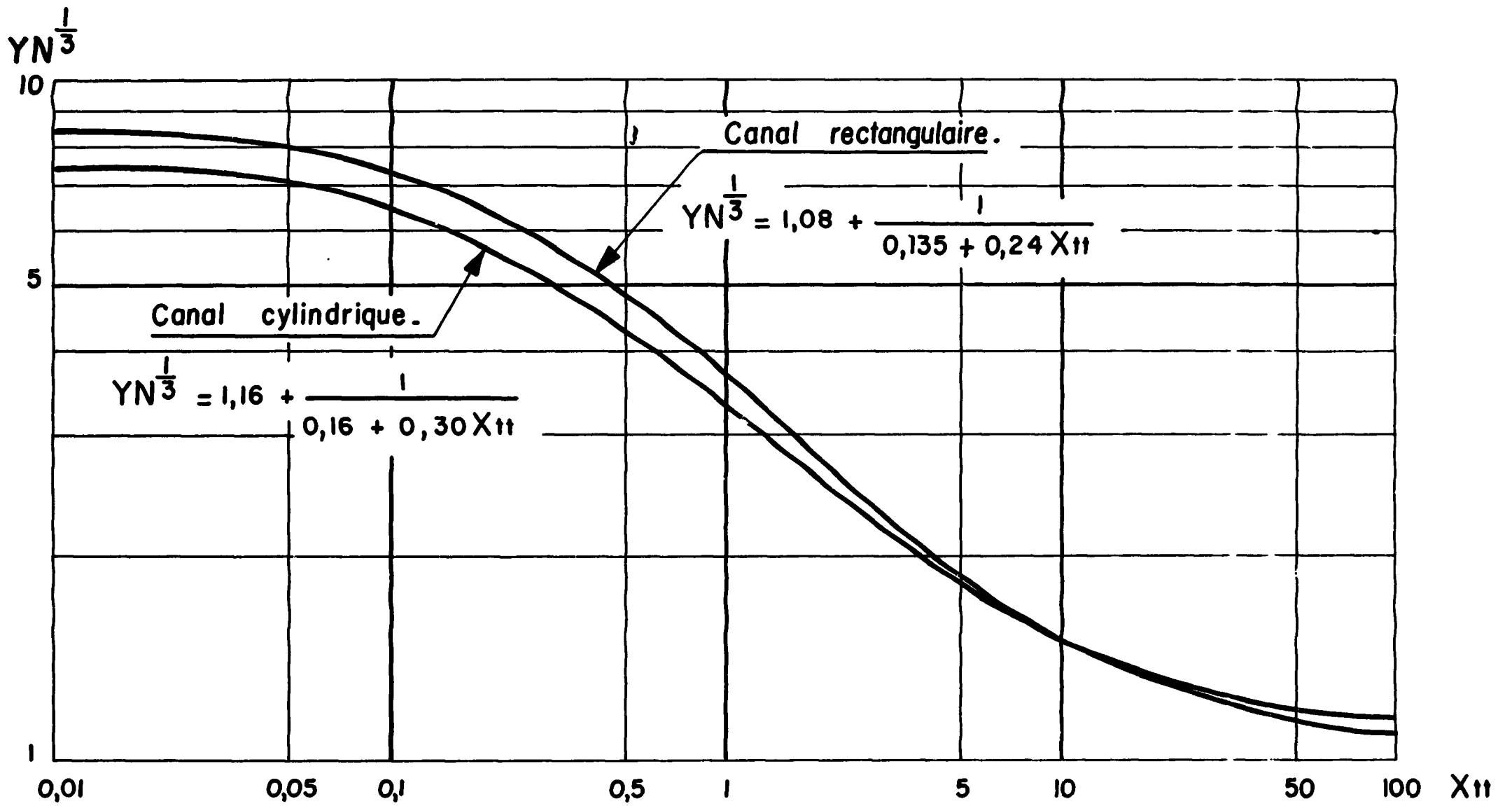


Fig: 8 - Comparaison des corrélations pour géométrie cylindrique et rectangulaire  
 ( Régions B et C ).

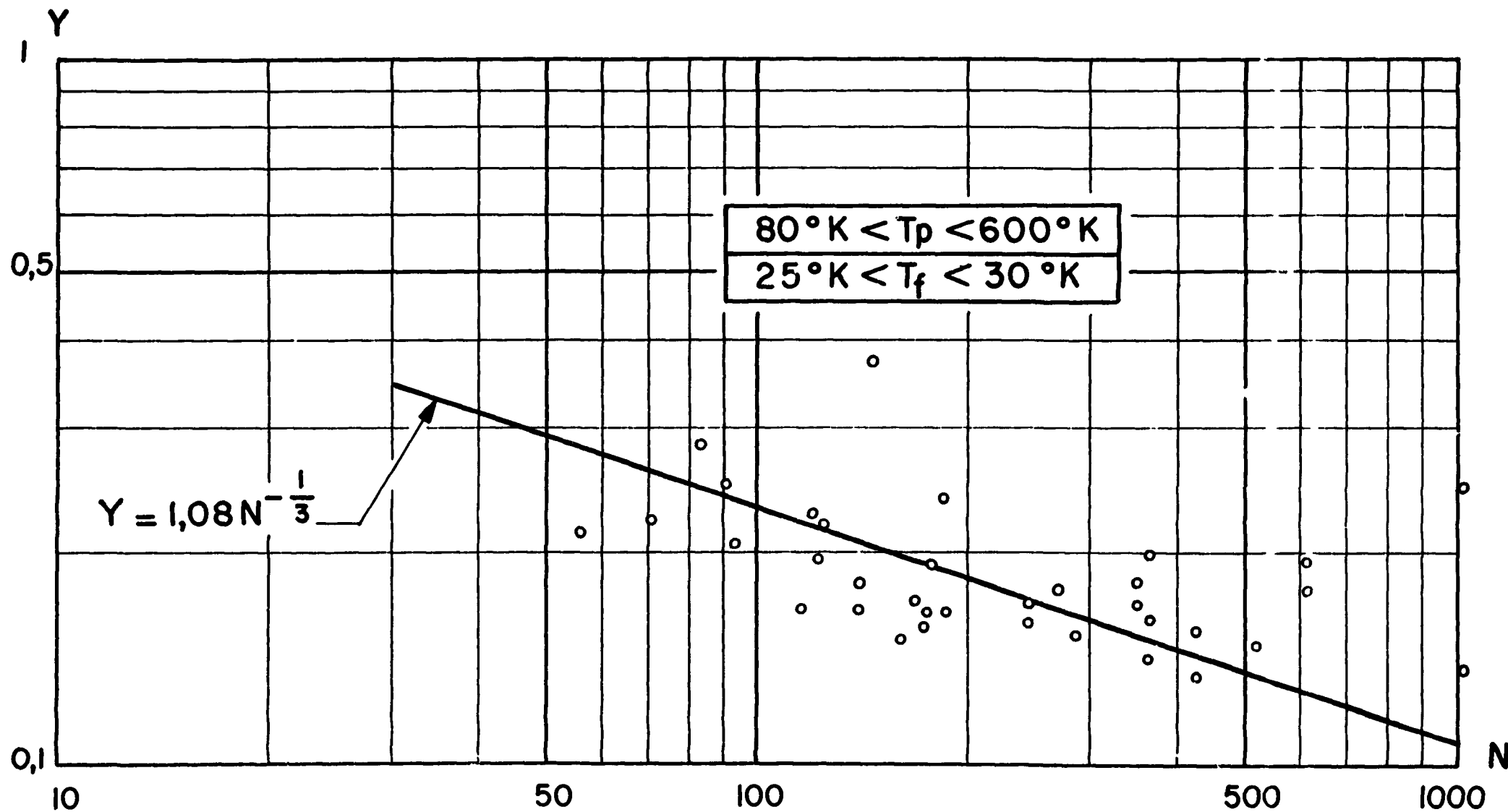


Fig: 9 — Extension de la corrélation établie pour la région B-C ( $0 < x \leq 1$ ) à la région A ( $T_f < T_{sat}$ ).

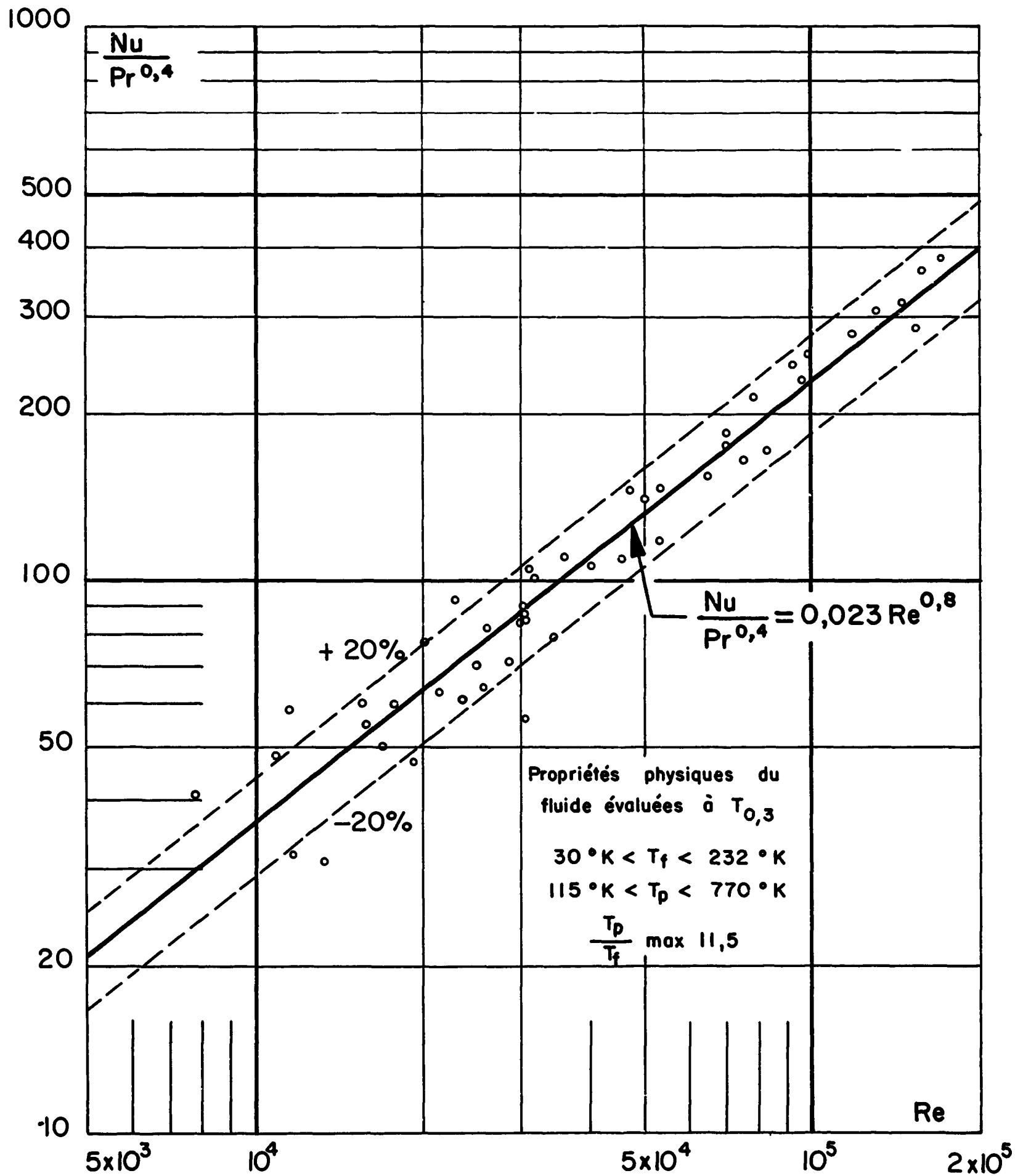


Fig:10 - Corrélation des coefficients locaux d'échanges thermiques de l'hydrogène en phase gazeuse.  
( Région E )

Dans le cas de la géométrie cylindrique, nous avons établi la formule :

$$\text{Nu} = 0,0032 \text{ Re}^{0,95} \text{ Pr}^{0,4} \quad (4.10.)$$

avec pour température de film  $T_{0,4}$ .

## 5. PERTES DE CHARGE

Le long du canal, on rencontre, dans le cas général, trois écoulements : phase liquide homogène, double-phase et phase gazeuse homogène. On mesure directement la chute de pression totale  $\Delta P_T$  entre l'entrée et la sortie, telle que :

$$\Delta P_T = \Delta P_H + \Delta P_F + \Delta P_A \quad (5.1.)$$

avec  $\Delta P_H$  = effet de la différence de niveau entre entrée et sortie,  $\Delta P_F$  = effet du frottement sur la paroi et  $\Delta P_A$  = effet de l'accélération du fluide.

Comme pour le tube cylindrique, le terme  $\Delta P_H$  est négligeable devant les deux autres.

On calcule aisément les termes  $\Delta P_F$  et  $\Delta P_A$  pour les écoulements en phase liquide ou gazeuse homogène par les formules classiques.

Frottement :

$$\Delta P_F = \frac{\Delta L}{D_e} f_F \frac{2 G^2}{\rho_m} \text{ avec } f_F = 0,046 \text{ Re}^{-0,2} \quad (5.2.)$$

$$\text{et } \rho_m = \frac{1}{2} (\rho_{g, \text{sat}} + \rho_g) \text{ (pour le gaz)}$$

Accélération :

$$\Delta P_A = G^2 \left( \frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_{g, \text{sat}}} \right) \quad (5.3.)$$

Le terme  $\Delta P_A$  est négligeable pour la phase liquide.

Pour les régions où l'écoulement se fait en double-phase (régions B et C principalement), la validité de la méthode de Martinelli-Nelson reste à démontrer. En effet, la structure de l'écoulement dans notre canal est a priori, différente de celle admise comme hypothèse de base dans la dite méthode (cœur gazeux et anneau liquide).

On calcule la chute de pression due à l'accélération du fluide sur la longueur du palier de saturation en considérant l'écoulement homogène, c'est-à-dire en supposant que le liquide et le gaz s'écouleront à la même vitesse :

$$\Delta P_A = G^2 \left( \frac{1}{\rho_m} - \frac{1}{\rho_{l, \text{sat}}} \right) \quad (5.4.)$$

$$\text{avec } \frac{1}{\rho_m} = \frac{1}{\rho_{g, \text{sat}}} + \frac{1-x}{\rho_{l, \text{sat}}}$$

On peut maintenant comparer la chute de pression totale  $\Delta P_{Tmes}$  avec la somme des termes calculables à l'aide des formules ci-dessus ( $\Delta P_{Tcalc} = \Delta P_{Fliq} + \Delta P_{Agaz} + \Delta P_{Fgaz} + \Delta P_{A DP}$ )<sup>1)</sup>. C'est ce que montre la figure 11.

<sup>1)</sup>  $\Delta P_A$  double-phase

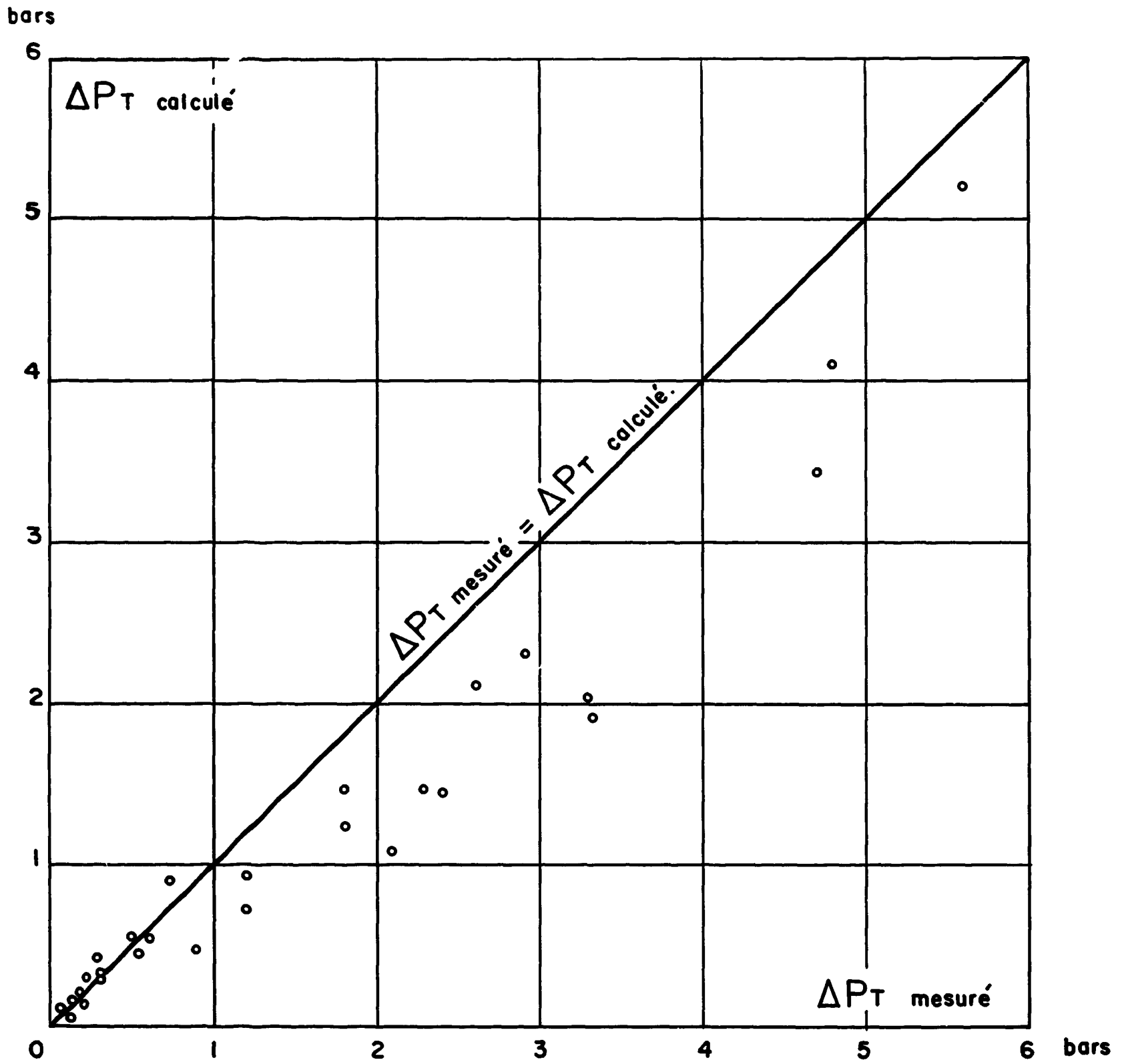


Fig:11\_ Comparaison des pertes de charge calculées et mesurées

L'accord est bon pour les faibles  $\Delta P_T$  (jusqu'à 1 bar). Au-dessus de 1 bar,  $\Delta P_{Tmes}$  est systématiquement plus grand que  $\Delta P_T$  calc ; l'écart atteint 60 pour cent.

Remarque

Pour le tube cylindrique [18], cette méthode simplifiée du calcul des pertes de charge a donné de bien meilleurs résultats.



LISTE DES SYMBOLES

$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante
$D_e$	Diamètre équivalent
$e$	Epaisseur de la plaque chauffante
$g$	Accélération de la pesanteur
$G$	Vitesse massique ou débit en masse par unité de section droite
$h$	Coefficient d'échange thermique local
$i$	Densité de courant par unité de volume
$H$	Enthalpie
$k$	Conductibilité thermique
$k_a$	Conductibilité thermique de l'acier
$L$	Longueur de canal (partie chauffée)
$l$	Largeur du canal
$L_{sat}$	Longueur de saturation
$M$	Débit en masse total
$N = \frac{G \lambda}{q}$	
$Nu$	Nombre de Nusselt ( $Nu_{exp}$ : mesuré $Nu_{calc}$ : calculé)
$P$	Pression statique
$Pr$	Nombre de Prandtl
$q$	Densité de flux de chaleur
$Q, W$	Flux de chaleur et puissance électrique
$R$	Résistivité électrique
$Re$	Nombre de Reynolds
$r$	Coefficient de récupération
$S$	Surface chauffante
$s$	Section droite de passage
$T_p$	Température de la paroi intérieure du tube
$T'_p$	Température de la paroi extérieure du tube
$T_x$	Température de film $T_x = T_f + x (T_p - T_f)$
$T_{pa}$	Température de la paroi adiabatique
$T_f$	Température moyenne du fluide
$T_t$	Température totale du gaz
$T_{sat}$	Température de saturation
$\Delta T = T_p - T_f$	Ecart de température entre paroi et fluide
$\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat}$	Ecart de température entre paroi et température de saturation
$\Delta T_{sr} = T_{sat} - T_e$	Sous-refroidissement

$U, U_{av}$	Vitesse moyenne
$x$	Titre en masse calculé de la vapeur
$x'$	Titre en masse réel de la vapeur
$Y = \frac{Nu_{exp, f}}{Nu_{calc, f}}$	
$\mu$	Viscosité dynamique
$\rho$	Masse volumique
$\alpha$	Taux de vide
$\lambda$	Chaleur latente de vaporisation par unité de masse
$\Delta P$	Chute de pression dans le tube
$X_{tt}$	Paramètre de Martinelli-Nelson (turbulent-turbulent)
$f_F$	Coefficient de Fanning

Indices

$e$	Entrée
$s$	Sortie
$sat$	Saturation
$l$	liquide
$g$	Gaz

BIBLIOGRAPHIE

- [ 1 ] JOHNSON V. J. , General Editor  
A compendium of the properties of materials  
at low temperatures  
National Bureau of Standards. WADD TR 60-56, 1960
- [ 2 ] RUSSEL B. SCOTT  
Cryogenic Engineering. D. Van Nostrand Co, Inc. N.Y. 1960
- [ 2 bis ] VANCE R.W. and DUKE W.M  
Applied Cryogenic Engineering  
John Wiley and Sons, Inc. N.Y. 1962
- [ 3 ] WOLLEY H.W. , SCOTT R.B. and BRICKWEDDE F.G.  
Compilation of thermal properties of hydrogen  
in its various isotopic and ortho-para modifications  
National Bureau of Standards RP 1932, 1947
- [ 4 ] REID R.C and SHERWOOD J.K  
The properties of gases and liquids  
Mc Graw-Hill Book Co, Inc. 1958
- [ 5 ] REBIERE J. , BERANGER R. , PERROUD P.  
Dispositif d'étalonnage de thermocouples  
pour basses températures  
Note CEA n° 418, 1963
- [ 6 ] WEIL L. , LACAZE A.  
Echanges de chaleur dans l'hydrogène bouillant  
sous pression atmosphérique  
J. de Physique n°9, 1951  
Mesures d'échanges de chaleur dans l'hydrogène  
liquide bouillant sous pression  
IXe Congrès International du Froid, 1955
- [ 7 ] ROUBEAU P.  
Echanges thermiques dans l'azote et l'hydrogène  
bouillant sous pression  
Compte rendu du Xe Congrès International du Froid  
Copenhague, 1959
- [ 8 ] RICHARS R.J. , STEWARD W.C. , JACOBS R.B.  
A survey of the literature on heat transfer  
from solid surfaces to cryogenic fluids  
National Bureau of Standards, Boulder Laboratories  
TN 122, 1961

- [ 9 ] SYDORIAK S.C. and ROBERTS T.R.  
Study of boiling in short narrow channels  
and its application to design of magnet cooled  
by liquid H<sub>2</sub> and N<sub>2</sub>  
Journal of Applied Physics, feb. 1957, 28, 2
- [ 10 ] HENDRICKS R.C. , GRAHAM R.W. , HSU Y.Y. , FRIEDMAN R.  
Experimental heat transfer and pressure drop  
of liquid hydrogen flowing through a heated tube  
National Aeronautics and Space Administration,  
Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1961, TN D-765
- [ 11 ] HENDRICKS R.C. , GRAHAM R.W. , HSU Y.Y. , MEDEIROS A.A.  
Correlation of hydrogen heat transfer in boiling  
and supercritical pressure states  
American Rocket Society Journal, feb. 1962
- [ 12 ] WALTERS H.H.  
Single-tube heat transfer tests with liquid hydrogen  
Advances in Cryogenic Engineering
- [ 13 ] VON GLAHN U.H. , LEWIS J. P.  
Nucleate and film-boiling studies with liquid hydrogen  
Advances in Cryogenic Engineering
- [ 14 ] TIMMERHAUS K.D. , DRAYER D.E. , DEAN J.W.  
An experimental investigation of over-all heat transfer  
coefficients for condensing and boiling hydrogen films  
Advances in Cryogenic Engineering
- [ 15 ] PERROUD P. , de la HARPE A. , REBIERE J.  
Etude expérimentale de la convection avec des mélanges eau-vapeur  
en écoulement turbulent dans un tube vertical  
Institut Français des Combustibles et de l'Energie  
Journées Internationales de la Transmission de la Chaleur,  
Paris 1961
- [ 16 ] PERROUD P. , REBIERE J.  
Convection forcée de l'hydrogène liquide  
1ère partie : cas de faibles écarts de températures  
entre fluide et paroi. Canal cylindrique.  
Rapport CEA-R 2439, 1964
- [ 17 ] PERROUD P. , REBIERE J. , WEIL L.  
Coefficients d'échange thermique de l'hydrogène  
en convection forcée  
C.R. Acad. Sc. t. 256, avril 1963, 3419-3421
- [ 18 ] PERROUD P. , REBIERE J.  
Convection forcée de l'hydrogène liquide  
2ème partie : cas de grands écarts de températures  
entre fluide et paroi. Canal cylindrique.  
Rapport CEA-R 2499, 1964

[ 19 ] PERROUD P. , REBIERE J. , WEIL L.  
Flux de chaleur critiques (burn-out) de l'hydrogène  
et de l'azote liquides en convection forcée  
Communication présentée aux Huitièmes Journées  
de l'Hydraulique, Lille 8-10 juin 1964

[ 20 ] de la HARPE A. , PERROUD P.  
Etude expérimentale du transfert de chaleur  
et des pertes de charge de l'hydrogène gazeux  
en écoulement turbulent dans un tube  
et dans un espace annulaire  
Rapport CEA 1790, 1961

*Manuscrit reçu le 2 avril 1965*

**FIN**