

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Mouloud MAMMERI, Tizi-Ouzou



Faculté de Génie de la Construction
Département De Génie
Mécanique

Mémoire de Fin d'Études

En vue de l'obtention du diplôme

De Master 2 Energétique Option
FCC

Thème

**Elaboration d'un programme de calcul du coefficient
d'échange lors de l'ébullition en film**

Proposé et dirigé par : Mr FERROUK MOUHAMED

Devant le jury d'examen composé de :

Mr HAMDAD
Mr FERROUK
Mr DJABOURI
Mr MEDJKANE

Président
Encadreur
Examineur
Examineur

Présenté par :

Mr AMIAR ALI
Mr BEN CHALAL SMAIL

PROMOTION 2016

Soutenu le 29 septembre 2016

REMERCIEMENTS

A l'issue de ce travail que nous avons accompli après tant D'efforts, nous tenons à exprimer notre reconnaissance, notre gratitude et nos vifs remerciements à notre promoteur, Monsieur **M.FERROUK** pour nous avoir apporté ses connaissances et son soutien permanent tout au long de notre projet de fin d'études.

Son soutien moral et son aide précieuse nous ont permis d'effectuer ce travail dans les meilleures conditions.

Nous tenons également à remercier tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin pour l'élaboration de ce projet, les enseignants du département de génie mécanique de l'UMMTO.

Nous remercions également, toutes les personnes qui nous ont encouragés pour aller au bout de notre travail.

DEDICACES

*Je dédie ce modeste travail à
Mes très chers parents Ma
très chère mère que dieu
l'accueille dans son vaste
paradis*

Mes chers frères.

Ma très chère sœur

*Mes chers amis, et tous ceux qui se reconnaîtront en ce mot
« AMI ».*

Toute la promotion Energétique 2015/2016

*Mon très cher binôme et ami ALI, avec qui j'ai partagé
ce travail, ainsi qu'à toute sa famille.*

BEN CHALAL SMAIL

*Je dédie ce modeste travail à
Mes très chers parents
Mes chers frères.*

*Mes chers amis, et tous ceux qui se reconnaîtront en ce mot
« AMI ».*

Toute la promotion Energétique 2015/2016

*Mon très cher binôme et ami SMAIL, avec qui j'ai partagé
ce travail, ainsi qu'à toute sa famille.*

AMMAR ALI

SOMMAIRE

Sommaire

Remerciement.....	1
Dédicaces.....	2
Sommaire.....	3
Symboles.....	7
Indices.....	8
Lettres grecques.....	9
Nombres adimensionnels.....	9
Liste Des Figures.....	10
Introduction générale.....	11

CHAPITRE 1 : Ebullition

1-1: Rappels des grandeurs caractéristiques définissant un écoulement diphasique.....	12
1-2 : Ebullition en vase clos.....	14
1-3 : Ebullition en convection forcée.....	17

CHAPITRE 2 : Crise d'ébullition

2-1: La caléfaction.....	20
2-2 : L'assèchement.....	20
2-3 : Valeurs limites de flux critique.....	21
2-4 : Prédiction de la crise d'ébullition.....	21

CHAPITRE 3 : Evaluation du transfert de chaleur

dans la région Post- CHF

3-1 : Définition.....	26
3-2: Ebullition de transition.....	28
3-3 : Température minimal de l'ébullition par film.....	28
3-4 : Ebullition convective par film.....	28
3-5 : Méthodes de prédiction du transfert de chaleur.....	28
3-6 : Ebullition par film en vase clos.....	29
3-7: Ebullition par film en convection forcée.....	30
3-8 : Description des tables.....	31
a-Table IPPE.....	31
b-table AECL.....	32

CHAPITRE 4 : Description des programmes élaborés

4-1 : Organigramme du programme AECL_ HTCLUT.....	35
4-2: Organigramme du programme IPPE_ HTCLUT.....	36
4-3 : Organigramme du programme HTC_ LUT.....	38
4-4 : Organigramme du programme Pool boiling.....	40
4-5 : Organigramme du programme effet de Bromley.....	41
4-6 : Organigramme du programme super heated steam.....	42

CHAPITRE 5 : Résultats et discussion.....

Conclusion.....	50
Référence.....	51

Symboles	Définition	Unité
A	Section du tube	[m ²]
C _p	Chaleur spécifique	[kJ/Kg K]
D	Diamètre hydraulique	[m]
F ₁ , F ₂ , F ₃ , F ₄	Paramètres définis dans l'équation du flux critique de Bowring	[-]
G	Débit massique spécifique	[kg/m ² s]
h	Coefficient d'échange	[kW/m ² K]
i	Enthalpie	[kJ/kg]
i_{lg}	Chaleur latent de vaporisation	[kJ/kg]
P	Puissance	[kW]
p	Pression	[bar]
Q	Débit volumique	[m ³ /s]
T	Température	[K]
T _w	Température de paroi	[K]
T _{in}	Température d'entrée	[K]
ΔT	Différence de température	[K]
U	Vitesse surfacique	[m/s]
W	Vitesse réelle [kg/s]	
x	Titre thermodynamique	[-]
x _i	Titre thermodynamique a l'entée	[-]
x'	Titre réel	[-]
Z	Abscisse du canal	[m]
k _G	Conductivité thermique du gaz	[W/m K]

Indices

AECL	Énergie atomique du Canada Ltd (ou A tom i c E nergy of C anada L td)
BWR	Réacteurs à eau bouillant.
CHF	Relatif au flux thermique critique (ou C ritical H eat F lux en anglais)
CRIT	Critique
DFFB	Ebullition par film en écoulement dispersé (D ispersed F low F ilm B oiling)
DNB	Phénomène crise d'ébullition par caléfaction (D eparturefrom N ucleate B oiling)
FBT	Première transition d'ébullition (F irst B oiling T ransition)
G	Gaz
HTC	Coefficient de transfert thermique (H eat T ransfer C oefficient)
IAEA	Agence internationale de l'énergie atomique (ou I nternational A tom i c E nergy A gency)
IAFB	Ebullition par film en écoulement annulaire inversé (I nverted A nnular F ilm B oiling)
in	Entrée (inlet)
IPPE	Institut de physique et de la technologie de puissance (ou I nstitute of P hysics and P ower E ngineering)
L	Liquide
max	Maximum
min	Minimum
PDO	Post-assèchement (Post-Dryout)
PHF	Flux de chaleur maximal (P ea k H ea tF lux)
SAT	Saturation

SUB Sous refroidie

TMFB La température minimale d'ébullition en film (**M**inimum **F**ilm **B**oiling
Temperature)

w Paroi (**W**all)

z Elévation

Lettres grecques

a	Taux de vide	[-]
---	--------------	-----

β	Titre volumique	[-]
---------	-----------------	-----

$$\varepsilon \quad \text{Rapport} \left(\frac{e = \Phi_L(Z)}{\Phi_G(Z)} \right) \quad [-]$$

□ Flux de chaleur [W/m²]

μ Viscosité dynamique [Ns/m²]

r	Masse volumique	[kg/m ³]
---	-----------------	----------------------

s	Tension superficielle	[N/m]
0	0	0
1	0	0
2	0	0
3	0	0
4	0	0
5	0	0
6	0	0
7	0	0
8	0	0
9	0	0
10	0	0
11	0	0
12	0	0
13	0	0
14	0	0
15	0	0
16	0	0
17	0	0
18	0	0
19	0	0
20	0	0
21	0	0
22	0	0
23	0	0
24	0	0
25	0	0
26	0	0
27	0	0
28	0	0
29	0	0
30	0	0
31	0	0
32	0	0
33	0	0
34	0	0
35	0	0
36	0	0
37	0	0
38	0	0
39	0	0
40	0	0
41	0	0
42	0	0
43	0	0
44	0	0
45	0	0
46	0	0
47	0	0
48	0	0
49	0	0
50	0	0
51	0	0
52	0	0
53	0	0
54	0	0
55	0	0
56	0	0
57	0	0
58	0	0
59	0	0
60	0	0
61	0	0
62	0	0
63	0	0
64	0	0
65	0	0
66	0	0
67	0	0
68	0	0
69	0	0
70	0	0
71	0	0
72	0	0
73	0	0
74	0	0
75	0	0
76	0	0
77	0	0
78	0	0
79	0	0
80	0	0
81	0	0
82	0	0
83	0	0
84	0	0
85	0	0
86	0	0
87	0	0
88	0	0
89	0	0
90	0	0
91	0	0
92	0	0
93	0	0
94	0	0
95	0	0
96	0	0
97	0	0
98	0	0
99	0	0
100	0	0

Nombres adimensionnels

Re Nombre de Reynolds

Nu	Nombre de nusselt
----	-------------------

Pr	Nombre de prandtl
----	-------------------

Liste Des Figures	Page
1.1 Courbe d'ébullition ou courbe de Nukiyama	15
1.2 Allure générale de la courbe de nukiyama	16
1.3 évolution des températures, des configurations d'écoulement et des régimes thermiques dans un tube vertical chauffant	17
3.1 Courbe d'ébullition typique	26
3.2 Surface d'ébullition par film et par transition	27
5.1 Evolution de coefficient d'échange au poste l'assèchement en fonction de titre x	43
5.2 Evolution du coefficient d'échange en fonction de titre	44
5. 3 Evolution de flux en fonction de ΔT_{SAT} [K]	45
5.4 Evolution de flux en fonction de ΔT_{SAT} [K]	45
5.5 Evolution du coefficient d'échange en fonction de flux	46
5.6 Evolution du coefficient d'échange en fonction du diamètre	46
5.7 Evolution du coefficient d'échange en fonction de ΔT_{SAT} [K]	47
5.8 Evolution du coefficient d'échange en fonction de long du tube	48
5.9 Evolution du coefficient d'échange en fonction de la puissance (kW)	48

Introduction générale:

Le présent travail a pour objet l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur dans la région post – critique. C'est-à-dire après avoir atteint le flux thermique critique appelé souvent CHF (Critical Heat Flux). Ce dernier peut se produire dans des différents régimes ou configuration d'écoulements. A faible titre, dans la région d'ébullition nucléée correspondant à la configuration d'écoulement à bulles ou à bouchons où le flux thermique critique est désigné aussi par le terme caléfaction ou DNB (Depertre from Nucleat Boiling), et à titre élevé dans la région d'écoulement annulaire où l'on désigne le CHF par l'assèchement ou le dryout.

Dans ce présent travail, nous nous sommes intéressés à l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur à l'aide de la technique de table (Look up table). Deux tables distinctes développées respectivement par l'AECL et l'IPPE et dont l'utilisation est recommandé dans le document technique de l'AIEA [1], ont fait l'objet de notre étude. Des programmes rédigés en langage Fortran, ont été élaborés et les résultats obtenus ont été comparés et confrontés à ceux des corrélations les plus recommandées et rapportées dans la littérature.

Le mémoire est structure comme suit :

Le chapitre 1 décrit le phénomène de l'ébullition en vase clos et en convection forcée.

Le chapitre 2 est consacré à la description du phénomène de la crise de l'ébullition.

Dans le chapitre 3, les méthodes de prédiction, les plus répandues du coefficient de transfert de chaleur dans la région post – CHF sont passées en revues.

Au chapitre 4, les organigrammes ainsi que les informations utiles concernant les programmes élaborés sont données.

Les résultats de ces deniers sont présentés et discutés au chapitre 5.

La conclusion est exposée après le chapitre 5.

CHAPITRE 1 : Ebullition

Avant de passer à la description du phénomène de l'ébullition, il est bon de passer en revue et de rappeler les grandeurs caractéristiques définissant un écoulement diphasique. [1]

1-1:Rappels des grandeurs caractéristiques définissant un écoulement diphasique :

Débit massique spécifique : c'est le rapport du débit masse total à la section de passage de l'écoulement.

$$G = \frac{W}{A} \quad (1.1)$$

vitesse réelle : c'est la vitesse à laquelle la phase évolue réellement le long de la conduite.

Elle est le rapport du débit volumique à la section de passage occupée par la phase :

$$W_G = \frac{Q_G}{A_G}, \quad W_L = \frac{Q_L}{A_L} \quad (1.2)$$

Vitesse surfacique : Si le débit volumique liquide Q_L traversait la section totale A , la vitesse serait U_L qu'on appelle vitesse surfacique (Superficial Velocity ou Volumetric Flux) du liquide, la même définition s'applique au gaz.

$$U_L = \frac{Q_L}{A}, \quad U_G = \frac{Q_G}{A} \quad (1.3)$$

Température de saturation : Si l'on fixe la valeur de la pression, (à condition que celle-ci reste inférieure à la pression critique), l'équilibre entre les phases liquide et vapeur a lieu pour une valeur de la température, notée T_{SAT} , et qu'on appelle température de saturation ou température d'ébullition .

Surchauffe : Elle représente la quantité positive entre la température T et la température de saturation :

$$\Delta T_{SAT} = T - T_{SAT} \quad (1.4)$$

Chapitre 1 : Ebullition

Sous refroidissement : Elle représente la quantité positive entre la température de saturation T_{SAT} et la température T

$$\Delta T_{SUB} = T_{SAT} - T \quad (1.5)$$

Titre thermodynamique : Il est calculé à partir du bilan thermique :

$$x = \frac{i(z) - i_{L,SAT}}{i_{LG}} \quad (1.6)$$

Ou $i_{L,SAT}$ est l'enthalpie du liquide saturé , i_{LG} est la chaleur latente de vaporisation et $i(Z)$ est l'enthalpie à la section droite Z donnée par :

$$i(z) = i_{in} + \frac{1}{W} \int_0^z q'(z) dz \quad (1.7)$$

i_{in} est l'enthalpie du fluide à l'entrée, $q'(z)$ est le flux linéaire à l'abscisse Z d'un canal et W est le débit total du fluide

Titre réel : On appelle titre réel x' le rapport du débit massique de vapeur au débit massique total

$$x' = \frac{W_G}{W} \quad (1.8)$$

Il diffère du précédent du fait de la répartition non homogène des températures dans une section donnée. Il se détermine expérimentalement, par exemple par des méthodes d'absorption de rayons X, l'absorption étant différente pour l'eau et pour la vapeur.

Titre volumique : On appelle titre volumique β le rapport du débit volumique de vapeur au débit volumique total :

$$b = \frac{Q_G}{Q} \quad (1.9)$$

Fraction de vide : C'est le rapport, dans une section plane perpendiculaire à l'écoulement entre la surface occupée par la vapeur et la surface totale de la section.

Chapitre 1 : Ebullition

$$a = \frac{A_G}{A} \quad (1.10)$$

Glissement : C'est le rapport des vitesses moyennes de la vapeur et du liquide. Le titre, le taux de vide et le glissement sont liés par la relation :

$$s = \frac{W_G}{W_L} = \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{r_L}{r_G} \right) \left(\frac{1-a}{a} \right) \quad (1.11)$$

Notons qu'on appelle parfois glissement le rapport de l'écart des vitesses entre phases à l'une quelconque des vitesses de phase, on peut ainsi avoir :

$$\frac{W_G - W_L}{W_L} \quad \text{Ou} \quad \frac{W_G - W_L}{W_G} \quad (1.12)$$

1-2: Ebullition en vase clos :

C'est l'ébullition que l'on rencontre dans un volume rempli de réfrigérant à l'état statique, dans lequel sont plongés des éléments chauffants fournissant un flux de chaleur sur leur paroi.

Une expérience célèbre réalisée en 1934 par Nukiyama [2], a permis de mettre en évidence les différents régimes d'ébullition sur un fil chauffant plonge dans de l'eau.

L'expérience consiste à chauffer progressivement le fil par effet joule et à tracer la courbe donnant la densité de flux thermique en fonction de la surchauffe.

Dans une première série d'essai, Nukiyama a utilisé un fil de nichrome et a obtenu la branche AC de la figure 1.1. Au point C, le fil se rompait brutalement. Ayant remplacé le fil de nichrome par un fil de platine, Nukiyama a obtenu la branche AC puis la branche CE. En diminuant la puissance électrique, la branche ED était décrite puis la branche D A.

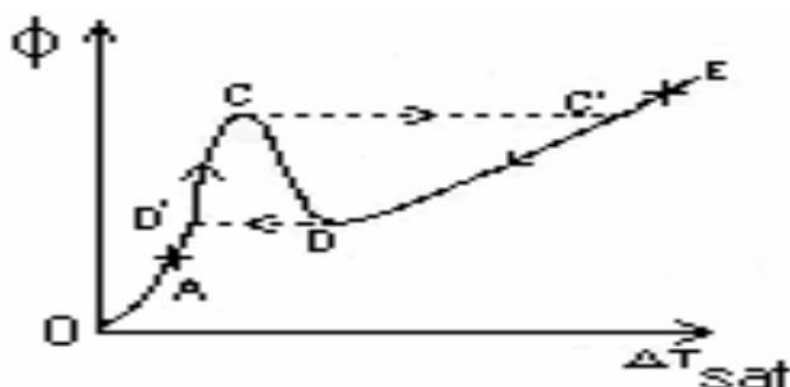


Figure 1.1 : courbe d'ébullition ou courbe de Nukiyama [3]

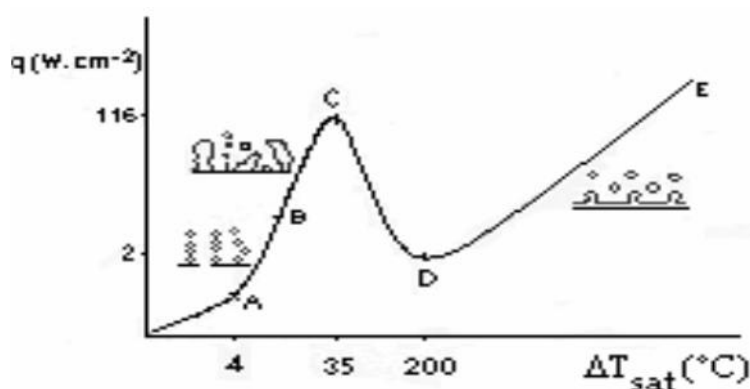


Figure 1.2 : Courbe de Nukiyama [1]

L'allure de la courbe, ainsi construite par Nukiyama laissait donc présager l'existence d'un phénomène d'hystérésis et d'une branche descendante CD. Sur cette branche, les points de fonctionnement sont instables pour un chauffage à flux imposé.

Un chauffage à température imposée, comme celui réalisé par Drew et Muller en 1937 permet de tracer la courbe représentée sur la figure 1.2. Cette courbe appelée courbe d'ébullition ou courbe de Nukiyama, possède plusieurs tronçons correspondant à des régimes thermiques différents. Jusqu'au point A, le fil est baigné par le liquide en convection naturelle. Au point A apparaissent les petites bulles de vapeur prenant naissance en des points bien précis du fil, appelés sites de nucléation et s'élevant sous forme de chapelets, c'est l'ébullition nucléée à bulles isolées. Ces bulles commencent à s'agglomérer pour former des poches et même des colonnes de vapeur. Cette ébullition nucléée se produit sur le tronçon BC. Au point C, le volume de vapeur produit est tel que le liquide ne peut plus atteindre le fil chauffant et assure son refroidissement. Cela explique sur la

Chapitre 1 : Ebullition

figure 1.1 le passage de point de fonctionnement de C à C' et l'augmentation brutale de la température T_p du fil, ce qui avait entraîné la fusion du fil de nichrome. Le point C correspond à ce qui est communément appelé la crise d'ébullition ou encore le flux thermique critique ou le flux thermique maximal. Il existe un certain nombre de termes anglais pour désigner ce point qu'il est utile de connaître : Burnout, Peak Heat flux(PHF), departure of nucleate boiling(DNB), Critical Heat Flux(CHF), first Boiling Transition(FBT). Le tronçon DE correspond à l'ébullition en film encore appelé ébullition pelliculaire ou le fil chauffant est entouré d'une gaine de vapeur d'où s'échappent régulièrement des bulles de vapeur, le point D correspond au point dit de flux thermique minimal ou de température minimale de film stable, tandis que le tronçon CD correspond à l'ébullition de transition, régime mal défini.

1-3: Ebullition en convection forcée à l'intérieur d'un tube chauffant :

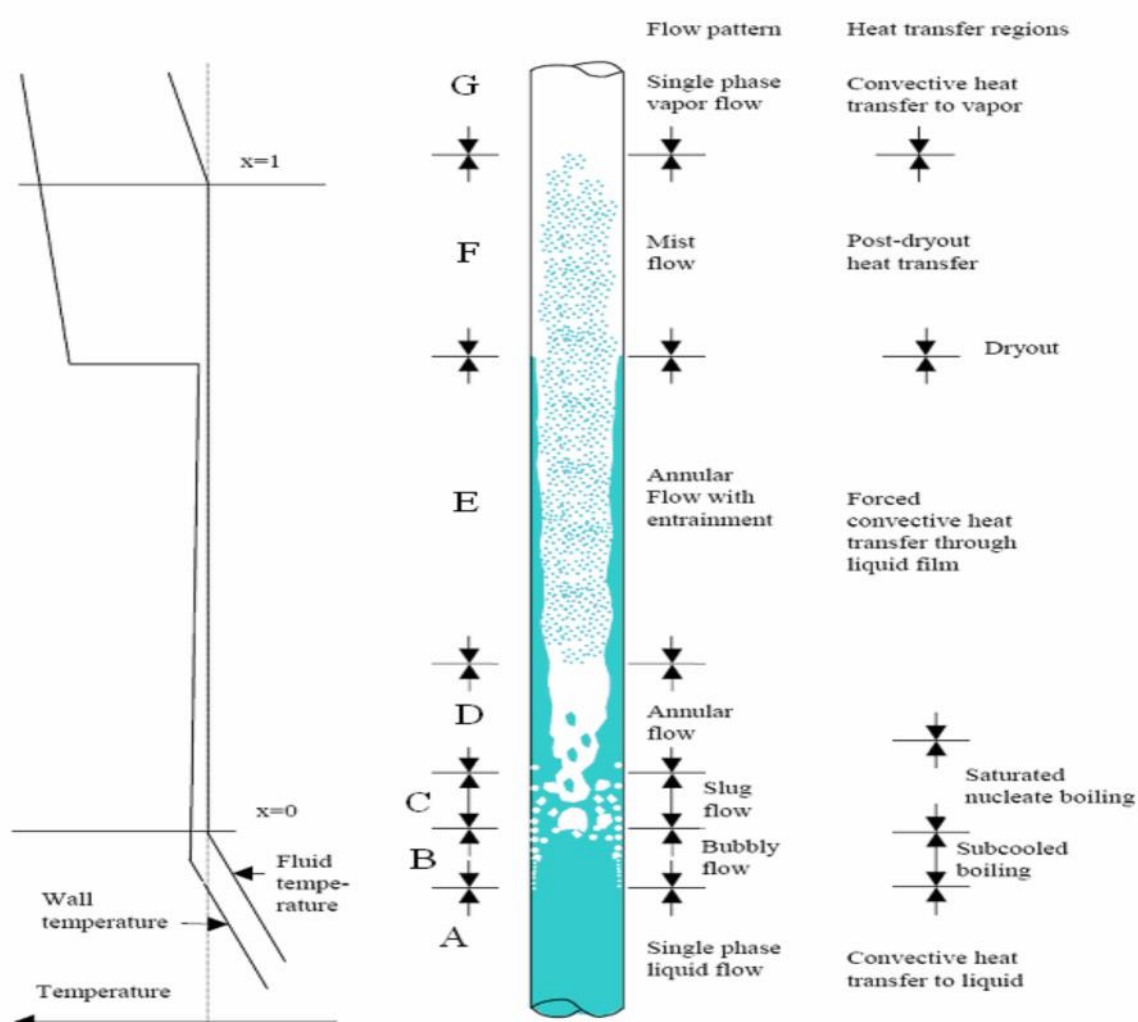


Figure 1.3 : Evolution des températures, des configurations d'écoulement et des régimes thermiques dans un tube vertical chauffant [3]

La figure 1.3 représente l'évolution d'un écoulement liquide-vapeur avec apport de chaleur à la paroi. Le liquide entre au bas de la conduite à débit constant et à une température inférieure à la température de saturation. Pour un flux de chaleur donné, l'évolution de la configuration de l'écoulement ainsi que la distribution qualitative des températures de fluide et de paroi sont données sur la figure 1.3. sur cette dernière, on distingue sept (7) régimes ou configurations caractéristiques qui apparaissent clairement :

Région A : il s'y produit de la convection forcée et éventuellement des bulles de dégazage. Cet état est dénommé : convection forcée en simple phase liquide.

Région B : région d'ébullition locale où les bulles de vapeur se forment à la paroi et se condensent au centre du canal, là où le liquide n'a pas encore atteint la température de paroi de saturation. Dans cette région, on observe une stabilisation de la température de paroi de quelques degrés au-dessus de la température de saturation. Cependant, si le flux de chaleur (de paroi) devient important, le taux de production de vapeur de s'accroît de telle sorte qu'une couche de vapeur vient isoler la paroi entraînant une dégradation brutale du coefficient de transfert de chaleur. C'est le phénomène de crise d'ébullition, ou caléfaction DNB : (Departure from Nucleate Boiling)

Dans un réacteur PWR, le risque de la crise d'ébullition oblige à se limiter à l'ébullition locale. On peut cependant rencontrer les régions d'ébullition suivantes dans les réacteurs à eau bouillante (BWR) et dans les générateurs de vapeur.

Région C : le liquide étant à la température de saturation, on a de l'ébullition nucléée avec un meilleur coefficient d'échange de chaleur que l'ébullition en vase clos à cause de l'effet de détachement des bulles par la vitesse.

Région D : les bulles devenant très nombreuses s'agglomèrent (phénomène de coalescence) et forment des bouchons de vapeur. Cette région est appelée : écoulement à bouchon (Plug-flow ou slug-flow).

Région E : les bouchons se rejoignent les uns les autres et forment un manchon de vapeur au centre du tube. La paroi est baignée par un mince film annulaire de liquide, d'où le nom de cette région dite à écoulement annulaire (annular-flow).

Chapitre 1 : Ebullition

Région F : le film liquide annulaire s'épuise peu à peu par vaporisation. Lorsqu'il disparaît on assiste au phénomène d'assèchement (crise d'ébullition) ou dry out qui peut lui aussi entraîner le brun out.

Région G : le film liquide a complètement disparu, il ne reste plus qu'un brouillard formé de microscopiques gouttelettes en suspension dans la vapeur, d'où le nom d' « écoulement à brouillard » donné à cette région (mist-flow).

Région H : il n'y a plus du tout de phase liquide, ou à un écoulement simple phase de vapeur s'écoule ou s'appliquent les lois classiques de convection forcée.

CHAPITRE 2 : crise d'ébullition

Il existe deux types de crises d'ébullition qui correspondent à des mécanismes physiques différents :

2-1 : La caléfaction :

Elle se produit lorsqu'on chauffe un liquide stagnant ou un écoulement diphasique à faible titre en vapeur avec des densités de flux de chaleur élevées. Bien que la température moyenne du liquide soit souvent inférieure à la température d'ébullition, l'apport de chaleur est suffisamment élevé pour provoquer une ébullition locale près de la paroi chauffante. Au-delà d'un certain seuil, la vapeur forme une barrière thermique qui freine l'échange de chaleur entre la paroi chauffante et le liquide. L'élément chauffant peut alors atteindre des températures supérieures à son point de fusion et se dégrader brutalement. Le phénomène de caléfaction est donc brutal et destructif, il doit absolument être évité.

En dehors du domaine nucléaire (refroidissement des cœurs), on peut être confronté à la caléfaction des que l'on cherche à refroidir par des liquides des éléments qui dégagent une puissance thermique imposée (moteurs à combustion interne, tubes électroniques) ou lorsqu'on cherche à réchauffer un fluide par un procédé à puissance (industrie chimique ou alimentaire).
[1]

2-2: L'assèchement :

Se produit lorsqu'on chauffe un écoulement liquide-vapeur présentant un fort titre en vapeur. L'écoulement diphasique se fait alors en configuration annulaire, avec un film en contact avec la paroi chauffante et un mélange de vapeur et de gouttes au centre du tube. A partir d'une certaine valeur du flux de chaleur (ou du titre), le film liquide ne peut plus se maintenir (il s'assèche) et l'échange de chaleur entre la paroi et le fluide se fait plus difficilement. Ceci se traduit par une baisse de la puissance évacuée ou une montée de la température de la paroi. Les mécanismes physiques provoquant l'assèchement sont assez bien élucidés et des modèles prédictifs satisfaisants existent. Les matériels concernés par l'assèchement sont principalement les évaporateurs, notamment certains générateurs de vapeur des centrales thermiques de production d'électricité.

Le flux de chaleur étant beaucoup plus faible que lors de la caléfaction, les conséquences de l'assèchement sont aussi moins graves. Ainsi, l'assèchement ne présente pas d'inconvénient pour les matériels à court terme, mais peut en accentuer le vieillissement par fatigue thermique.

Lorsque la paroi n'est plus en contact avec le liquide, le coefficient d'échange de chaleur décroît de façon significative. Pour les systèmes où la densité de flux thermique est imposée, comme les réacteurs nucléaires, cela entraîne une augmentation brutale et importante de la température de la paroi pouvant conduire à la destruction de celle-ci par fusion. Il est donc important de pouvoir prédire l'apparition de ce phénomène appelé crise d'ébullition. [1]

2-3 : Valeurs limites de flux critique

Les valeurs limites du flux critique minimal et maximal se déduisent aisément de l'équation du bilan thermique :

$$(\Phi_{CRIT})_{MIN} = \frac{(\Delta T_{SUB})_i}{\left[4Z / (G C_{pL} D) + 1 / h_{LO} \right]} \quad (2.1)$$

$$(\Phi_{CRIT})_{MAX} = \frac{G D i_{LG}}{4Z} \left[1 + \frac{C_{pL} (\Delta T_{SUB})_i}{i_{LG}} \right] \quad (2.2)$$

2-4 : Prédiction de la crise d'ébullition

Comme pour beaucoup de phénomènes diphasiques, deux types de prédiction sont possibles : l'une fondée entièrement sur l'utilisation des données expérimentales, l'autre complétée par une analyse des mécanismes physiques. Nous présentons dans la suite de ce paragraphe que les prédictions du premier type.

Kon'Kov (1965) [4]

A titre élevé (dryout), Kon'Kov a proposé la corrélation suivante :

$$\Phi_{CRIT} = C_1 X^{-0.8} G^{-2.664} D^{-0.56} e^{c_2 p} \quad (2.3)$$

Où le diamètre D est en mm, la pression p en bar et le flux critique en MW /m². Les coefficients C₁ et C₂ sont donnés en fonction de la pression. L'équation ci-dessus est valable dans les

Chapitre 2 : Crise d'ébullition

conditions suivantes : débit massique allant de 200 à 5000 Kg/m² s et un diamètre du tube de 4 à 32 mm.

Biasi et al :[5]

Selon la valeur du titre, Biasi et al ont proposé, pour le calcul du flux critique les relations suivantes :

$$\Phi_{CRIT} = \frac{1.833.10^3}{D^n G^{0.6}} \left[\frac{f(p)}{G^{1/6}} - X(Z) \right] \quad \text{À faible titre} \quad (2.4)$$

$$\Phi_{CRIT} = \frac{3.78.10^3 h(p)}{D^n G^{0.6}} [1 - X(Z)] \quad \text{À titre élevé} \quad (2.5)$$

Avec $n = 0.4$ pour $d > 1$ cm et $n = 0.6$ pour $d < 1$ cm et les fonctions $f(p)$ et $h(p)$ sont données par :

$$f(p) = 0.7249 + 0.099p \exp(-0.032p) \quad (2.6)$$

$$h(p) = -1.159 + 0.149p \exp(-0.019p) + 8.99p / 10 + p^2 \quad (2.7)$$

La corrélation de Biasi a été vérifiée dans les domaines suivants :

- Une pression p comprise entre 2.7 et 140 bar,
- Un diamètre D du tube chauffant compris entre 3 et 37.5 mm,
- Une longueur z du tube chauffant comprise entre 0.20 et 6 m,
- Une vitesse massique G comprise entre 100 et 6000 Kg/m² s,
- Un titre compris entre $1 / (1 + \rho_l / \rho_g)$ et 1.

Alad'yev(1969) [6]

Pour des faibles pressions ($p < 5$ bar) et faibles vitesses massiques ($G < 300$ Kg/m² s),

Alad'yev et al. Ont développé la corrélation suivante :

$$\Phi_{CRIT} = 460 \left(\frac{G}{Z/D} \right) (1 - 2X_e) \quad (2.8)$$

Avec Φ_{CRIT} en KW/m², et la corrélation est valable dans les conditions suivantes :

Chapitre 2 : Crise d'ébullition

$10 < Z/D < 100$ et un titre thermodynamique à l'entrée compris entre -0.2 et 0.

Tong (1972) [7]

Tong a développé une corrélation connue sous le nom de W3 de Westinghouse.

Elle est très utilisée dans la plus part des projets de réacteurs à eau sous pression :

$$\Phi_{CRIT} = \{(2.002 - 0.0000624p) + (0.1722 - 0.0000143p) \exp(x(18.177 - 0.000599p))\}$$

$$[(0.1484 - 1.596x + 0.1729x|x|) 0.0007347G + 1.037]$$

$$[1.157 - 0.869x][0.2664 + \exp(-124.1D)][0.8258 + 3.41 \cdot 10^{-4}(h_{L,sat} - h_e)]$$

Avec la pression p en KPa.

Les conditions d'utilisation de cette formule sont :

Une pression p comprise entre 70 et 160 bar,

Un diamètre hydraulique D compris entre 0.5 et 1.8 cm,

Un titre thermodynamique compris entre -0.15 et +0.15,

Une vitesse massique G comprise entre 1356 et 6780 kg /m²s,

Et l'enthalpie à l'entrée doit être supérieure à 928 kJ / kg.

Bowring (1972) [8]

a établi la relation du flux critique suivante :

$$\Phi_{CRIT} = \frac{A + DGCp_L(\Delta T_{SUB})_i / 4}{C + Z} \quad (2.9)$$

Les grandeurs A et C sont définies par les relations suivantes :

$$A = \frac{0.5793DG i_{LG} F_1}{1.0 + 0.0143F_2 D^{0.5} G} \quad (2.10)$$

$$C = \frac{0.077 F_3 D G}{1.0 + 0.347 F_4 \left(\frac{G}{1356} \right)^n} \quad (2.11)$$

A et C deux lignes différentes.

Avec $n=2.0-0.00725p$. Les grandeurs F_1 , F_2 , F_3 et F_4 sont des fonctions de la pression, données sous forme de table

La corrélation de Bowring ne doit pas être employée en dehors des gammes de paramètre pour laquelle elle a été établie, à savoir :

- un écoulement eau-vapeur ascendant dans un tube vertical,
- une pression p de 2 à 190 bar,
- un diamètre D du tube chauffant compris entre 2 et 45 mm,
- une longueur z du tube chauffant comprise entre 0.15 et 3.70 m,
- une vitesse massique G comprise entre 136 et 18600 kg /m²s,

L'erreur quadratique moyenne de cette corrélation par rapport à l'ensemble des résultats expérimentaux disponibles est de 7%.

Drescher et Kohler(1981) [9]

En comparant les résultats d'une série de 3000 expériences, incluant celles des russes Drescher et Kohler ont développé, à faible titre la corrélation de flux critique suivant :

$$\Phi_{CRIT} = (10.3 - 17.5P^* + 8P^{*2}) \left(\frac{8 \cdot 10^{-3}}{D} \right)^{1/2} \left(\frac{G}{1000} \right)^{0.68P^* - 12X - 0.03e^{-15X}} \quad (2.12)$$

Avec $p^* = p/p_{cr}$ et ϕ_{CRIT} en MW/m². Et le domaine d'application est le suivant :

- une pression p comprise entre 29 et 196 bar ($0.13 < p^* < 0.89$),
 - un diamètre D du tube chauffant compris entre 4 et 25 mm,
 - une sous saturation à l'entrée comprise entre 0 et 75 K,
 - une vitesse massique G comprise entre 500 et 5000 kg /m²s,

Groeneveld (1982) : [10]

Une autre méthode empirique consiste à tabuler les valeurs du flux critique en fonction de la pression p , de la vitesse massique G et du titre thermodynamique à la sortie du tube. Des facteurs de correction sont également proposés pour tenir compte du diamètre D du tube et de la longueur z du tube chauffant.

CHAPITRE 3 : Evaluation du transfert de chaleur dans la région Post- CHF

3-1 : Définition :

Le transfert de chaleur Post-CHF a lieu lorsque la température de surface devient trop élevée pour maintenir un contact continu de liquide. En conséquence la surface chauffée se recouvre d'une couverture continue de vapeur se comportant comme une barrière à l'échange thermique. La région post-CHF couvre deux régions distinctes : la région d'ébullition de transition et la région d'ébullition en film. La frontière entre ces deux régions ou modes de transfert de chaleur post-CHF est définie par la température minimale d'ébullition en film stable, ou TMFB.[2]

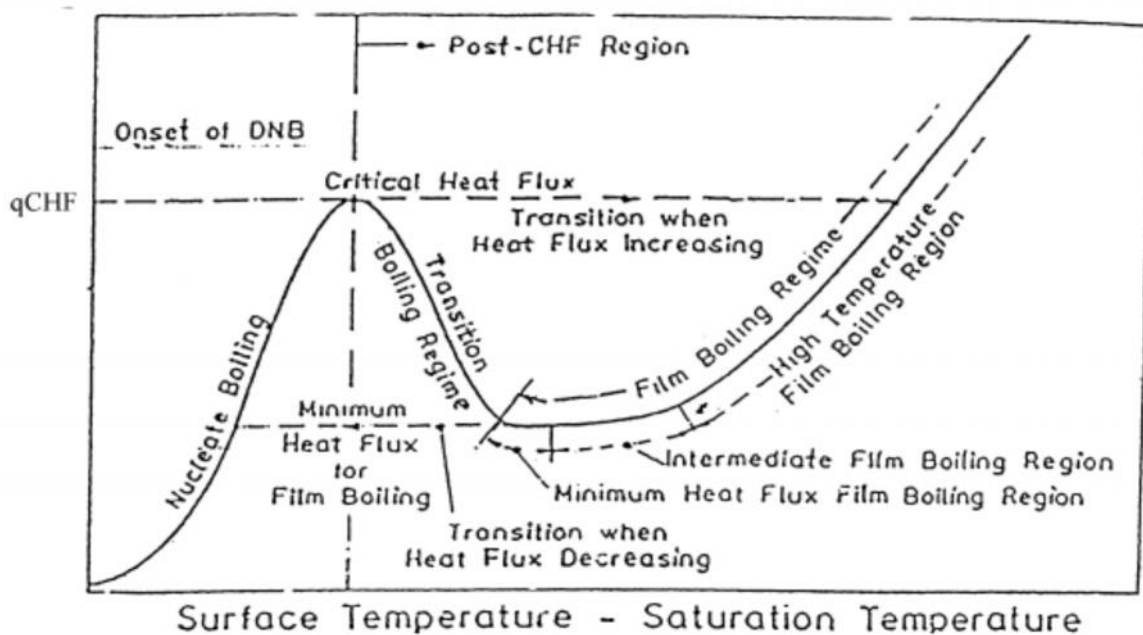


Figure 3.1 : courbe d'ébullition typique [2]

Le transfert de chaleur Post-CHF est initié dès que le flux critique est atteint. Ce mode de transfert persiste même après le remouillage de la surface. L'apparition de l'ébullition en film dépend de la température de surface et des conditions d'écoulement. La figure 3.2 est une représentation tridimensionnelle donnée par Nelson(1975) [11], de la variation du flux de chaleur en fonction de la température et du titre thermodynamique pour une vitesse massique et une pression constantes. Pour une pression et une vitesse massique données la figure 3.1

montre les surfaces (régimes) d'ébullition en film et de transition ainsi que les lignes du flux critique maximum et minimum.

Les modes de transfert de chaleur post-CHF peuvent être classés comme suit :

- Ebullition de transition
- Ebullition par film en écoulement annulaire inversé (IAFB : Inverted Annular Film Boiling) associé à l'ébullition local ou à l'écoulement à faible titre.
- Ebullition par film en écoulement dispersé (DFFB Dispersed Flow Film Boiling) associé à des écoulements à titre élevé.

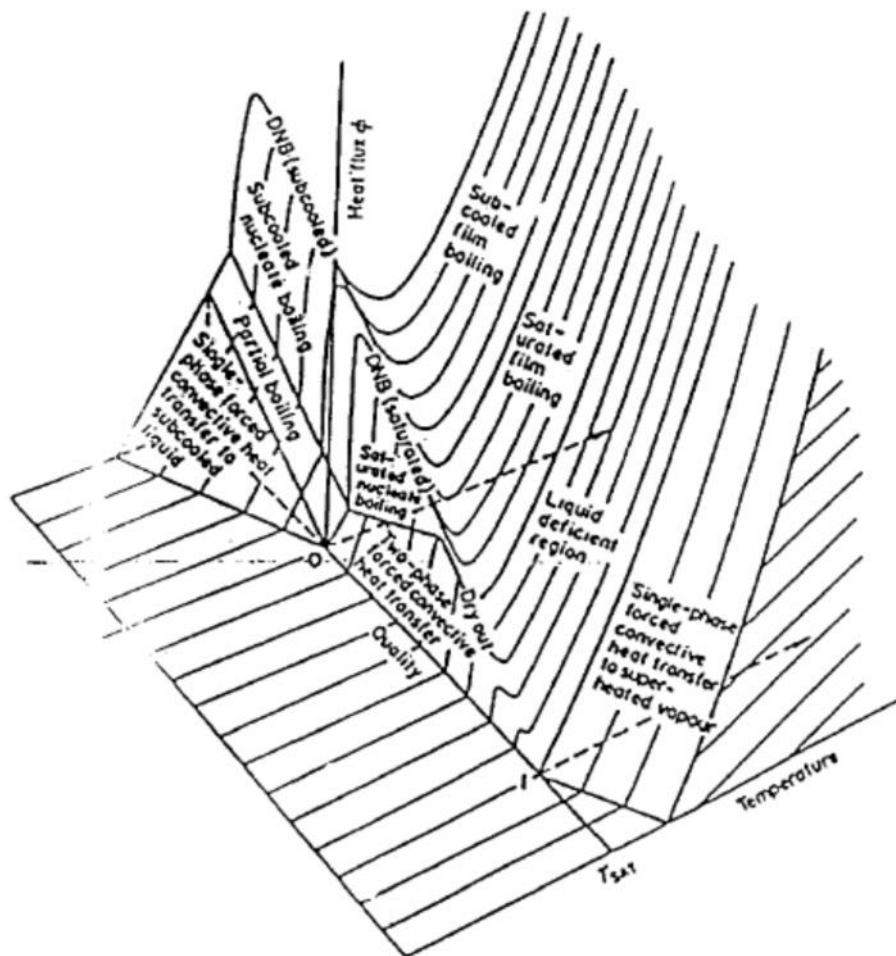


Figure 3.2 : Surfaces d'ébullition par film et par transition [2]

Dans ce qui suit nous allons décrire brièvement les mécanismes contrôlant ces trois modes

3-2 : Ebullition de transition :

Comme son nom l'indique est une région d'ébullition intermédiaire. Berenson (1962) [12] a fourni une description concise du mécanisme de l'ébullition de transition. L'ébullition de transition est une combinaison de l'ébullition par film instable et de l'ébullition nucléée instable. La région d'ébullition de transition est délimitée par le flux critique et le flux de chaleur minimum. Le flux de chaleur critique peut être calculé à l'aide des corrélations, le flux de chaleur minimum dépend du débit, de la pression, des propriétés de fluide et des propriétés de la surface chauffante. Le phénomène d'ébullition transitoire est moins étudié par rapport à l'ébullition nucléée et l'ébullition par film. Ce n'est que récemment avec les études de sûreté des installations nucléaires que des recherches sur le phénomène ont été entreprises. [2]

3-3 : Température minimale de l'ébullition en film :

Cette température sépare la région à température élevée ou l'ébullition inefficace où le refroidissement par la vapeur a lieu, de la région à faible température ou l'ébullition de transition plus au moins efficace a lieu. La connaissance de cette température est particulièrement importante dans l'évaluation des analyses de sûreté des réacteurs.

3-4 : Ebullition convective par film :

L'ébullition par film est généralement définie comme étant le mode de transfert de chaleur par ébullition où seulement la phase vapeur est en contact avec la surface chauffante.

3-5 : Méthodes de prédiction du transfert de chaleur :

La prédiction précise de la température de paroi en régime d'ébullition par film est d'une importance capitale dans les études d'analyse d'accident du cœur et du générateur de vapeur et des réacteurs refroidis à eau. Pour estimer le transfert de chaleur en ébullition par film quatre méthodes sont généralement utilisées :

- Equations semi- théoriques pour l'ébullition en vase clos,
- Modèles semi-théoriques pour la prédiction de l'ébullition par film. Ils sont basés sur des équations constitutives appropriées dont certaines sont de nature empiriques
- Corrélations purement empiriques pour l'ébullition convective en film qui ne tiennent pas compte de la physique mais suppose une corrélation de type de convection forcée.
- Equations phénoménologiques pour l'ébullition en film qui tiennent compte du déséquilibre thermique et tente de prédire le titre réel de la vapeur et la température de la vapeur.

En raison de la prolifération des méthodes de prédiction (actuellement il y'a plus de 20 modèles et plus de 50 corrélations), des techniques de tables sont récemment proposées. Cette technique ou méthode de table a été très largement utilisée pour la prédiction du flux thermique critique. Notre travail est principalement axé à l'élaboration d'un outil de prédiction basé sur deux tables développées respectivement par l'AECL et l'IPPE.

3-6 : Ebullition par film en vase clos :

Bromley (1950) [13] a proposé pour le calcul du coefficient d'échange la relation suivante :

$$h = 0.62 \left[\frac{g(r_L - r_G)r_G k_G^3 i_{LG}}{D m_G \Delta T} \right]^{1/4} \quad (3.1)$$

Où i_{lg} est la chaleur latente modifiée de vaporisation donnée par :

$$i_{LG} = i_{LG} \left[1 + 0.68 \left(\frac{Cp_G \Delta T}{i_{LG}} \right) \right] \quad (3.2)$$

Pour des tubes de grand diamètre, des surfaces plates horizontale et pour des fils très minces, l'équation (3.1) est imprécise.

Berenson (1961) [14] a modifié la relation de Bromley comme suit :

$$h = 0.425 \left[\frac{g(r_L - r_G)r_G k_G^3 i_{LG}}{m_G \Delta T_{SAT} [S / g(r_L - r_G)]^{1/2}} \right]^{1/4} \quad (3.3)$$

Où les propriétés physiques de la vapeur sont évaluées à la température moyenne du film, les propriétés du liquide sont à la température de saturation et la valeur 0.68 de l'équation (3.2) est remplacée par 0.5

Les températures de surface sont souvent très élevées en ébullition par film, et la chaleur peut se transmettre par rayonnement .Bromley (1950) propose l'approximation suivante pour combiner les effets de la convection et du rayonnement.

$$h = h_c + 0.75h_r \quad (3.4)$$

Où h_c est le coefficient d'échange par convection et h_r coefficient d'échange radiatif.

$$h_r = \sigma \epsilon \left[\frac{T_w^4 - T_L^4}{T_w - T_L} \right] \quad (3.5)$$

Où σ est la constante de Stephane – Boltzman et ϵ est l'émissivité de la surface chauffante.

3-7 : Ebullition par film en convection forcée :

Dans ce paragraphe, on présente seulement une corrélation parmi tous d'autres existantes dans la littérature. La corrélation choisie est celle donnée par Miropolskiy dont le domaine de validité est le suivant : [15]

$$P = 4 - 22 \text{ MPa},$$

$$G = 0.4 - 2 \text{ M gm}^{-2}\text{s}^{-1}$$

$$\text{Et avec } r_w / r_G = 0.5 - 0.9$$

$$\text{Ou } Re_G = 10^5 - 2 \times 10^6$$

La relation proposée par Miropolsky donnant le nombre Nusselt s'écrit :

$$Nu_v = h_G D / k_G = 0.028 Re_G^{0.8} \cdot Pr_G^{0.4} \left(r_w / r_G \right)^{1.15}$$

Où :

$$Re_G = G \cdot X \cdot D / m_G$$

3-8 : Description des tables :

a-Table IPPE :

C'est une autre technique de prédiction qui a été proposée par les chercheurs Russes de l'IPPE. Les données expérimentales ont été tabulées en fonction de la pression p , de la vitesse massique G , et du titre thermodynamique x . Un extrait de la table IPPE pour une pression de 1 bar est donné ci-après :

Chapitre 3 : Evaluation du transfert de chaleur dans la région post-CHF

P MPa	G kg/m ² s	q MW/m ²	X												
			-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.1	250	0.2	0.42g	0.37g	0.24g	0.19g	0.19g	0.22g	0.25g	0.28g	0.32g	0.30a	0.28s	0.19s	0.14a
		0.6	0.60g	0.53g	0.50g	0.45g	0.43g	0.45g	0.47g	0.49g	0.52g	0.56g	0.61g	0.56a	0.43a
		1.0	1.18g	0.95g	0.75g	0.71g	0.72g	0.72g	0.72g	0.74g	0.76g	0.77g	0.82g	0.87g	0.71a
0.1	500	0.2	0.42g	0.37g	0.24g	0.21g	0.26g	0.33g	0.42g	0.31s	0.18s	0.13a	0.11a	0.10a	0.09a
		0.6	0.60g	0.53g	0.50g	0.45g	0.46g	0.53g	0.60g	0.68g	0.52a	0.37a	0.29a	0.24a	0.21a
		1.0	1.18g	0.95g	0.75g	0.72g	0.72g	0.75g	0.78g	0.86g	0.85a	0.60a	0.47a	0.38a	0.33a
0.1	750	0.2	0.42g	0.37g	0.24g	0.26g	0.40g	0.51g	0.26s	0.16s	0.13a	0.12a	0.11a	0.10a	0.10a
		0.6	0.60g	0.53g	0.50g	0.46g	0.56g	0.69g	0.72a	0.41a	0.30a	0.25a	0.22a	0.20a	0.18a
		1.0	1.16g	0.95g	0.75g	0.72g	0.77g	0.87g	0.97g	0.67a	0.48a	0.38a	0.33a	0.29a	0.26a
0.1	1000	0.2	0.42g	0.37g	0.24g	0.32g	0.53g	0.34s	0.18s	0.15s	0.14s	0.14s	0.14s	0.14s	0.14s
		0.6	0.60g	0.53g	0.50g	0.47g	0.66g	0.55a	0.44a	0.31a	0.26a	0.24a	0.22a	0.22a	0.21a
		1.0	1.18g	0.95g	0.75g	0.72g	0.82g	0.99g	0.70a	0.48a	0.38a	0.33a	0.30a	0.29a	0.28a
0.1	1500	0.2	0.50g	0.37g	0.24g	0.24a	0.23a	0.23s	0.21s	0.22s	0.23s	0.24s	0.25s	0.24s	0.24s
		0.6	0.60g	0.53g	0.50g	0.49a	0.48a	0.48a	0.35a	0.32a	0.31a	0.32a	0.33a	0.33a	0.34a
		1.0	1.18g	0.95g	0.74g	0.76g	1.06g	0.73a	0.49a	0.42a	0.39a	0.39a	0.39a	0.39a	0.40a
0.1	2000	0.2	0.43g	0.37g	0.24g	0.30a	0.33s	0.34a	0.34a	0.35s	0.37s	0.38s	0.37s	0.36s	0.33s
		0.6	0.60g	0.53g	0.50a	0.47a	0.45a	0.44a	0.41a	0.43a	0.45s	0.48s	0.49s	0.50s	0.50s
		1.0	1.18g	0.95g	0.74g	0.65g	0.62a	0.58a	0.51a	0.50a	0.51a	0.54a	0.56a	0.57a	0.58a
0.1	3000	0.2	0.43g	0.37g	0.24g	0.34a	0.44s	0.56s	0.65s	0.70s	0.72s	0.70s	0.66s	0.59s	0.51s
		0.6	0.60g	0.53g	0.50g	0.55a	0.62s	0.64s	0.74s	0.82s	0.88s	0.91s	0.91s	0.88s	0.84s
		1.0	1.18g	0.95g	0.74g	0.73a	0.73a	0.73a	0.79a	0.88s	0.95s	1.00s	1.03s	1.03s	1.02s

P MPa	G kg/m ² s	q MW/m ²	X											
			1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2
0.1	250	0.2	0.12a	0.10a	0.09a	0.08a	0.07a	0.07a	0.06a	0.06a	0.05a	0.05a	0.05a	0.05a
		0.6	0.35a	0.29a	0.25a	0.22a	0.20a	0.18a	0.17a	0.15a	0.14a	0.13a	0.13a	0.12a
		1.0	0.58a	0.49a	0.42a	0.37a	0.33a	0.30a	0.27a	0.25a	0.23a	0.22a	0.20a	0.19a
0.1	500	0.2	0.08a	0.08a	0.07a	0.07a	0.07a	0.07a	0.06a	0.06a	0.06a	0.06a	0.06a	0.06a
		0.6	0.19a	0.17a	0.16a	0.15a	0.14a	0.13a	0.13a	0.12a	0.12a	0.12a	0.11a	0.11a
		1.0	0.29a	0.26a	0.24a	0.22a	0.21a	0.20a	0.19a	0.18a	0.17a	0.17a	0.16a	0.16a
0.1	750	0.2	0.10a	0.10a	0.10a	0.10a	0.09a	0.09a	0.09a	0.09a	0.08a	0.08a	0.08a	0.07a
		0.6	0.18a	0.17a	0.17a	0.16a	0.16a	0.16a	0.16a	0.15a	0.15a	0.15a	0.15a	0.15a
		1.0	0.25a	0.23a	0.22a	0.22a	0.21a	0.21a	0.20a	0.20a	0.20a	0.20a	0.20a	0.19a
0.1	1000	0.2	0.14s	0.14s	0.13s	0.13s	0.12s	0.12a	0.11a	0.10a	0.10a	0.09a	0.08a	0.08a
		0.6	0.21a	0.21a	0.21a	0.21a	0.21a	0.21a	0.20a	0.20a	0.20a	0.19a	0.19a	0.18a
		1.0	0.27a	0.27a	0.26a	0.26a	0.26a	0.26a	0.26a	0.26a	0.26a	0.25a	0.25a	0.25a
0.1	1500	0.2	0.22s	0.21s	0.19s	0.18s	0.14s	0.14s	0.13s	0.12s	0.10a	0.10a	0.09a	0.08a
		0.6	0.34a	0.34a	0.33a	0.33a	0.32a	0.31a	0.29a	0.28a	0.27a	0.25a	0.24a	0.23a
		1.0	0.40a	0.41a	0.41a	0.41a	0.40a	0.40a	0.39a	0.38a	0.37a	0.36a	0.35a	0.34a
0.1	2000	0.2	0.30s	0.27s	0.24s	0.20s	0.18s	0.15s	0.13s	0.12s	0.11a	0.10a	0.09a	0.08a
		0.6	0.49s	0.48s	0.46s	0.43s	0.41s	0.38s	0.35a	0.33a	0.30a	0.28a	0.26a	0.24a
		1.0	0.59a	0.58a	0.58a	0.56a	0.55a	0.53a	0.50a	0.48a	0.45a	0.43a	0.40a	0.38a
0.1	3000	0.2	0.42s	0.34s	0.27s	0.22s	0.18s	0.15s	0.13s	0.12s	0.11a	0.09a	0.09a	0.08a
		0.6	0.78s	0.71s	0.64s	0.57s	0.50s	0.44s	0.39s	0.35a	0.31a	0.28a	0.26a	0.24a
		1.0	0.98s	0.93s	0.87s	0.81s	0.74s	0.68s	0.62a	0.56a	0.51a	0.47a	0.43a	0.40a

Les valeurs discrètes du coefficient d'échange sont données pour :

15 pressions allant de 1 bar à 200bars.

7 vitesses massiques allant de 250 à 3000 kg/m²s.

25 titres thermodynamiques allant de -0.2 à 2.2.

3 densités de flux thermique allant de 0.2 à 1.04 W/m².

Au total 7875 (25*3*7*15) valeurs discrètes de coefficient d'échange sont données dans la table IPPE.

b- table AECL :

Une autre table similaire a été proposée par l'AECL. Les plages paramètres (P,G,X, et flux) sont différentes. La table de l'AECL peut être utilisée pour la prédiction du coefficient d'échange de l'ébullition en film en vase clos (G=0).

Nous donnons ci-après un extrait pour une pression de 1 bar.

P	G	Xe	q (kW m ⁻²)									
			50	100	150	200	400	600	800	1000	2000	3000
(kPa)	(kg m ⁻² s ⁻¹)	(-)	Heat Transfer Coefficient (kW m ⁻² K ⁻²)									
100	0	-0.20	0.174	0.205	0.237	0.269	0.400	0.531	0.664	0.803	1.502	2.189
100	0	-0.10	0.173	0.203	0.226	0.252	0.368	0.484	0.602	0.726	1.345	1.954
100	0	-0.05	0.161	0.185	0.218	0.238	0.347	0.463	0.580	0.704	1.324	1.934
100	0	0.00	0.142	0.162	0.192	0.218	0.320	0.440	0.560	0.687	1.321	1.931
100	0	0.05	0.101	0.124	0.153	0.182	0.294	0.422	0.546	0.674	1.319	1.929
100	0	0.10	0.069	0.096	0.130	0.157	0.284	0.410	0.537	0.667	1.316	1.926
100	0	0.20	0.046	0.065	0.097	0.130	0.264	0.394	0.524	0.654	1.307	1.920
100	0	0.40	0.046	0.065	0.090	0.128	0.259	0.389	0.518	0.649	1.303	1.918
100	0	0.60	0.068	0.094	0.125	0.155	0.279	0.403	0.527	0.657	1.305	1.922
100	0	0.80	0.079	0.107	0.137	0.166	0.288	0.409	0.532	0.661	1.305	1.939
100	0	1.00	0.071	0.101	0.133	0.162	0.286	0.408	0.530	0.660	1.300	1.937
100	0	1.20	0.057	0.078	0.109	0.139	0.266	0.392	0.519	0.649	1.299	1.936
100	50	-0.20	0.222	0.251	0.279	0.307	0.414	0.522	0.628	0.726	1.207	1.709
100	50	-0.10	0.218	0.243	0.271	0.295	0.382	0.471	0.559	0.643	1.051	1.477
100	50	-0.05	0.180	0.208	0.241	0.257	0.343	0.423	0.506	0.584	0.961	1.357
100	50	0.00	0.129	0.153	0.177	0.198	0.288	0.371	0.455	0.531	0.904	1.296
100	50	0.05	0.087	0.112	0.133	0.155	0.252	0.336	0.423	0.499	0.873	1.268
100	50	0.10	0.068	0.093	0.116	0.140	0.235	0.322	0.409	0.485	0.862	1.260
100	50	0.20	0.056	0.083	0.113	0.137	0.230	0.315	0.399	0.476	0.857	1.257
100	50	0.40	0.081	0.112	0.134	0.156	0.235	0.319	0.399	0.477	0.854	1.251
100	50	0.60	0.105	0.127	0.150	0.170	0.252	0.335	0.415	0.494	0.874	1.273
100	50	0.80	0.118	0.139	0.168	0.188	0.271	0.356	0.440	0.519	0.906	1.312
100	50	1.00	0.136	0.157	0.187	0.211	0.298	0.386	0.473	0.553	0.949	1.365
100	50	1.20	0.202	0.221	0.242	0.264	0.346	0.431	0.516	0.596	0.991	1.404

Les valeurs discrets du coefficient d'échange sont données pour :

13 pressions allant de 1 à 200 bars.

13 vitesses massiques allant de 0 à 7000 kg/m²s.

12 titres thermodynamiques allant de 0.2 à 1.20.

10 densités de flux thermiques allant de 50 à 3000 kW/m².

Au total 20280 (13*13*12*10) valeurs discrets de coefficient d'échange sont données dans la table de l'AECL.

Le but de notre travail est de mettre au point des programmes de calcul permettant de prédire le coefficient d'échange utilisant ces deux techniques de table.

Chapitre 3 : Evaluation du transfert de chaleur dans la région post-CHF

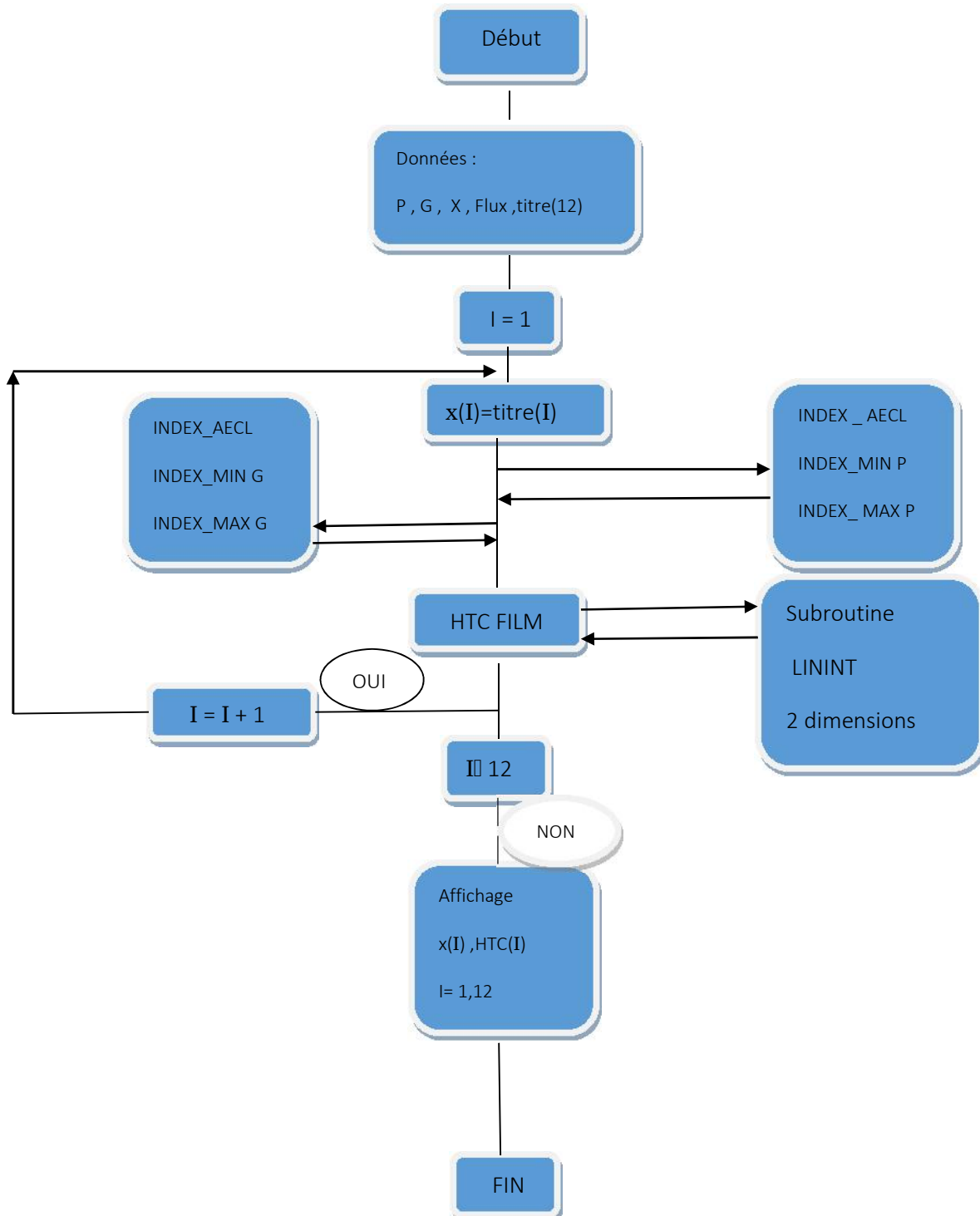
Le chapitre 4 donne quelques configurations concernant les programmes élaborés et le chapitre 5 présente les résultats obtenus par ces derniers.

CHAPITRE 4 : description des programmes élaborés

Dans ce chapitre, nous expliquons la structure (organigramme) des programmes élaborés.

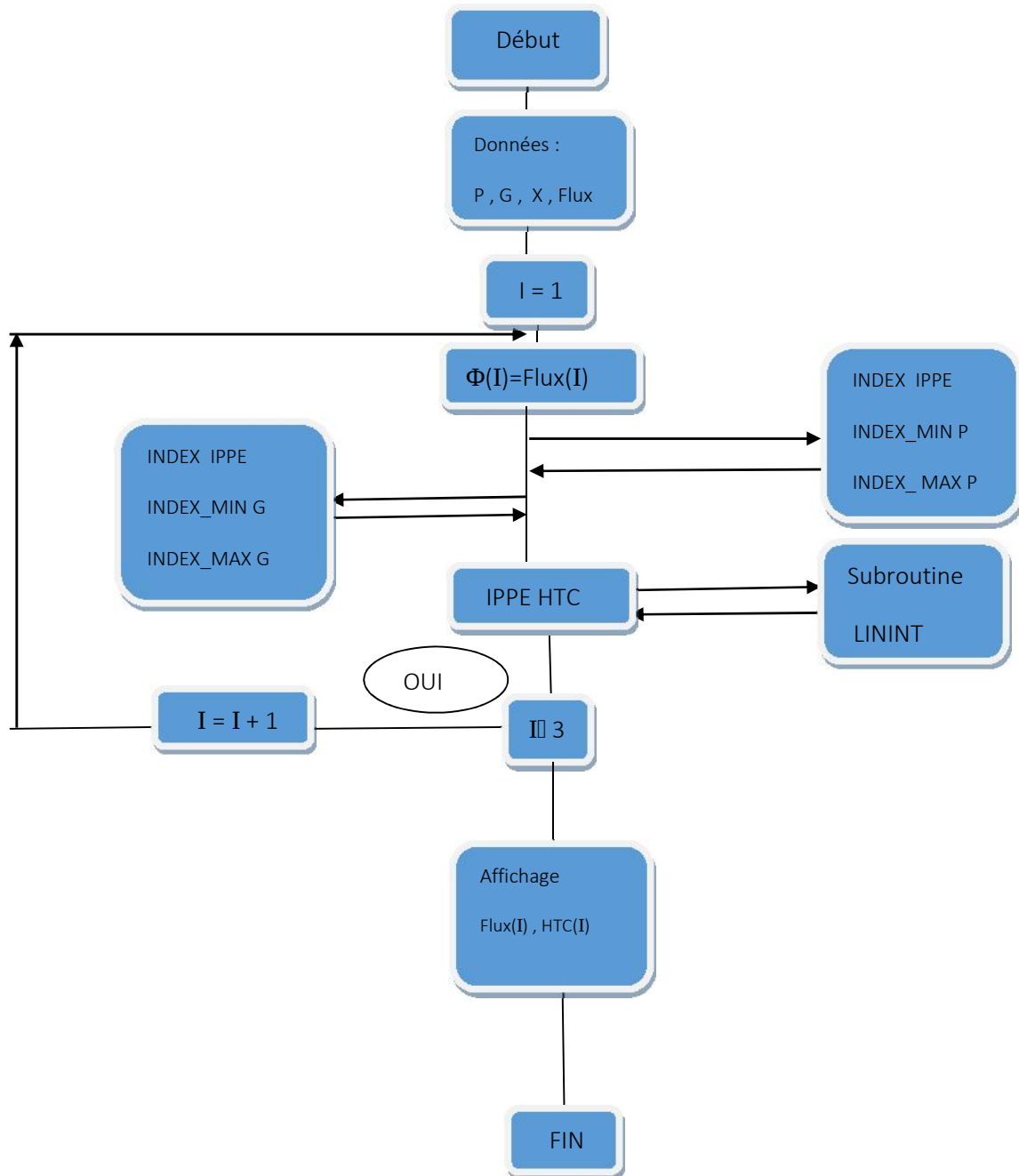
4-1 : Organigramme du Programme AECL _ HTC LUT :

Une fois toutes les valeurs discrets de la table AECL ont été saisies sous forme de bloc data, un programme a été mis au point pour retrouver au vérification des données saisies et pour le calcul des valeurs intermédiaires lorsque le besoin se fera sentir. L'organigramme du programme dénommé AECL_HTC LUT est donné ci-après :



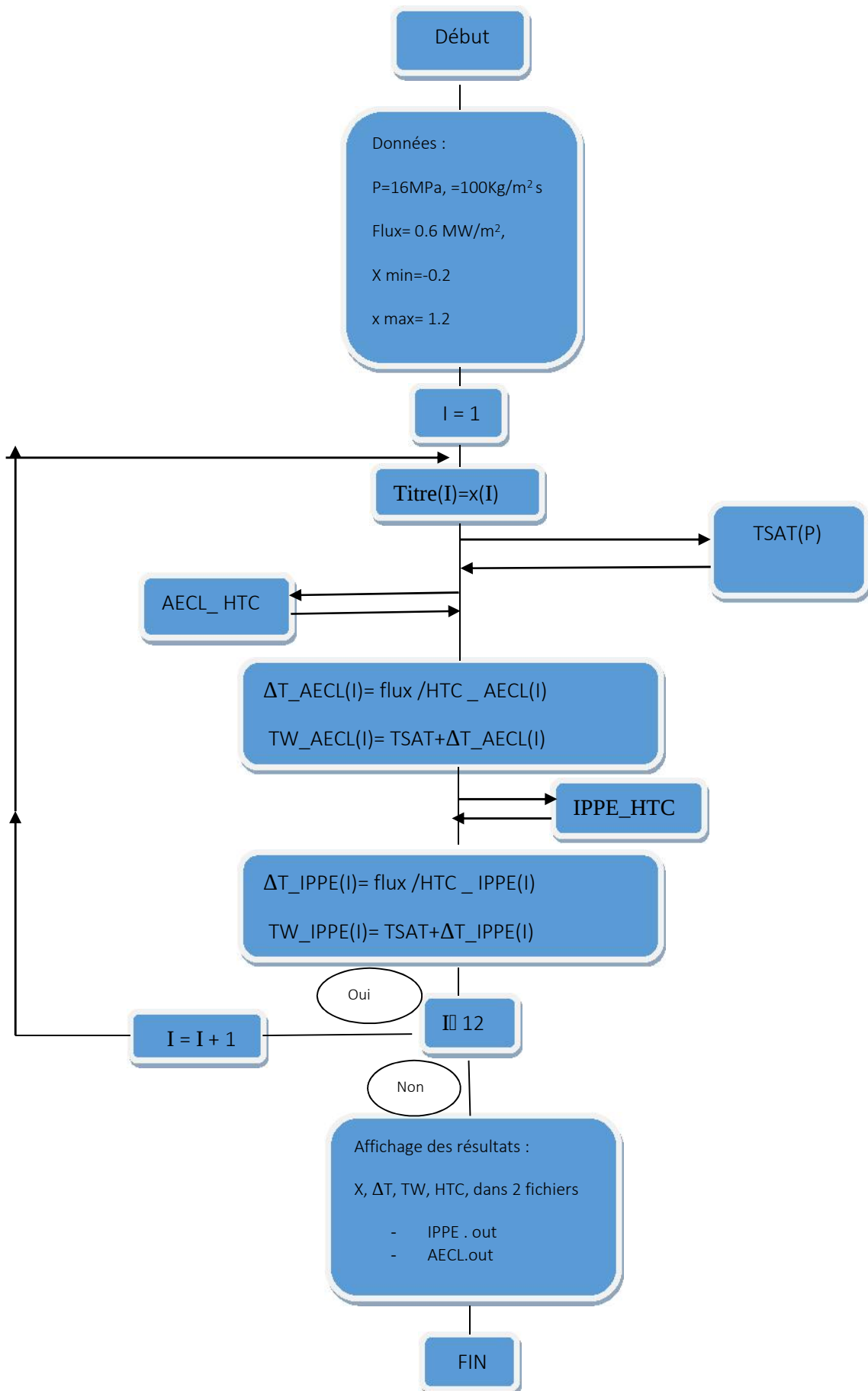
4-2 : Organigramme du Programme IPPE HTCLUT :

La même procédure a été suivie pour l'élaboration du programme IPPE_HTCLUT, l'organigramme se présente comme suit



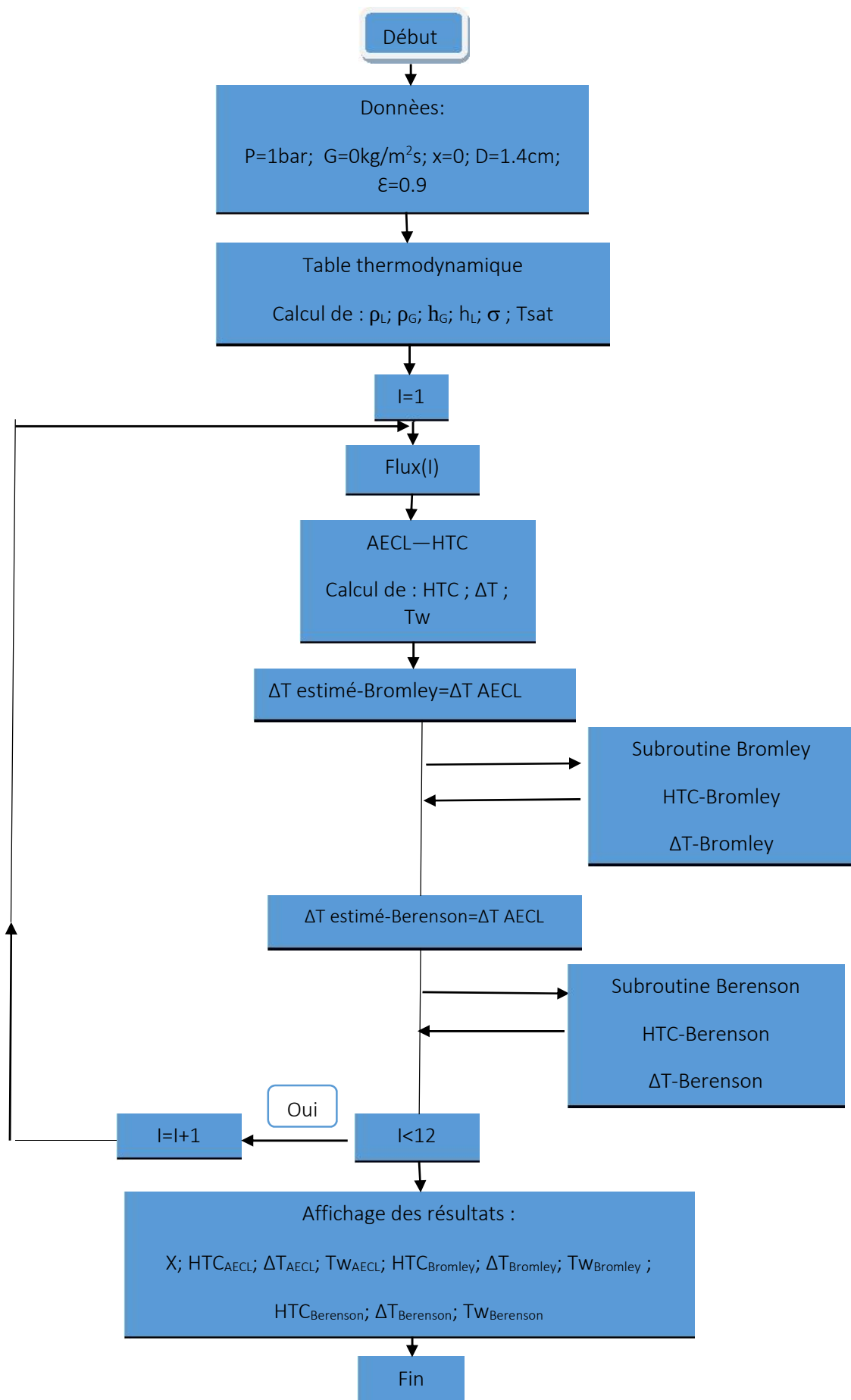
4-3 : Organigramme du Programme HTC_LUT :

Une fois les programmes précédents (AECL_HTCLUT et IPPE_HTCLUT) ont été validés. Ces derniers sont transformés en routines (subroutine) appelées par le programme principal HTC_LUT. En vue d'obtenir des résultats et de les comparer avec ceux de l'exemple donné dans le document technique de l'AIEA. L'organigramme du programme HTC_LUT est donné ci-après :



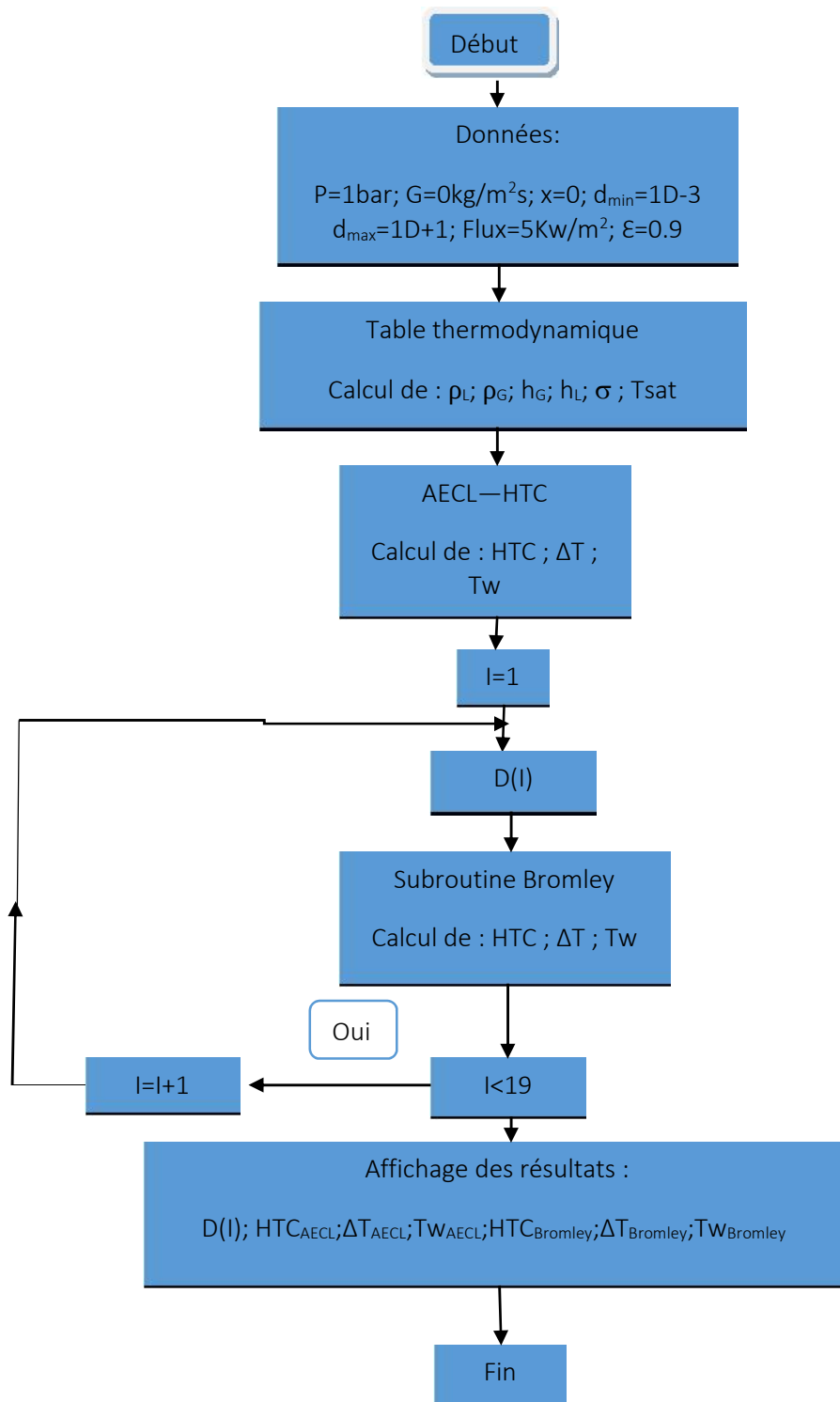
4-4 : Organigramme du Programme pool boiling

L'organigramme ci-après est utilisé pour avoir des résultats dans le cas de l'ébullition en vase clos. Il sert à comparer les corrélations de Bromley et de Berenson avec les résultats de la table AECL.

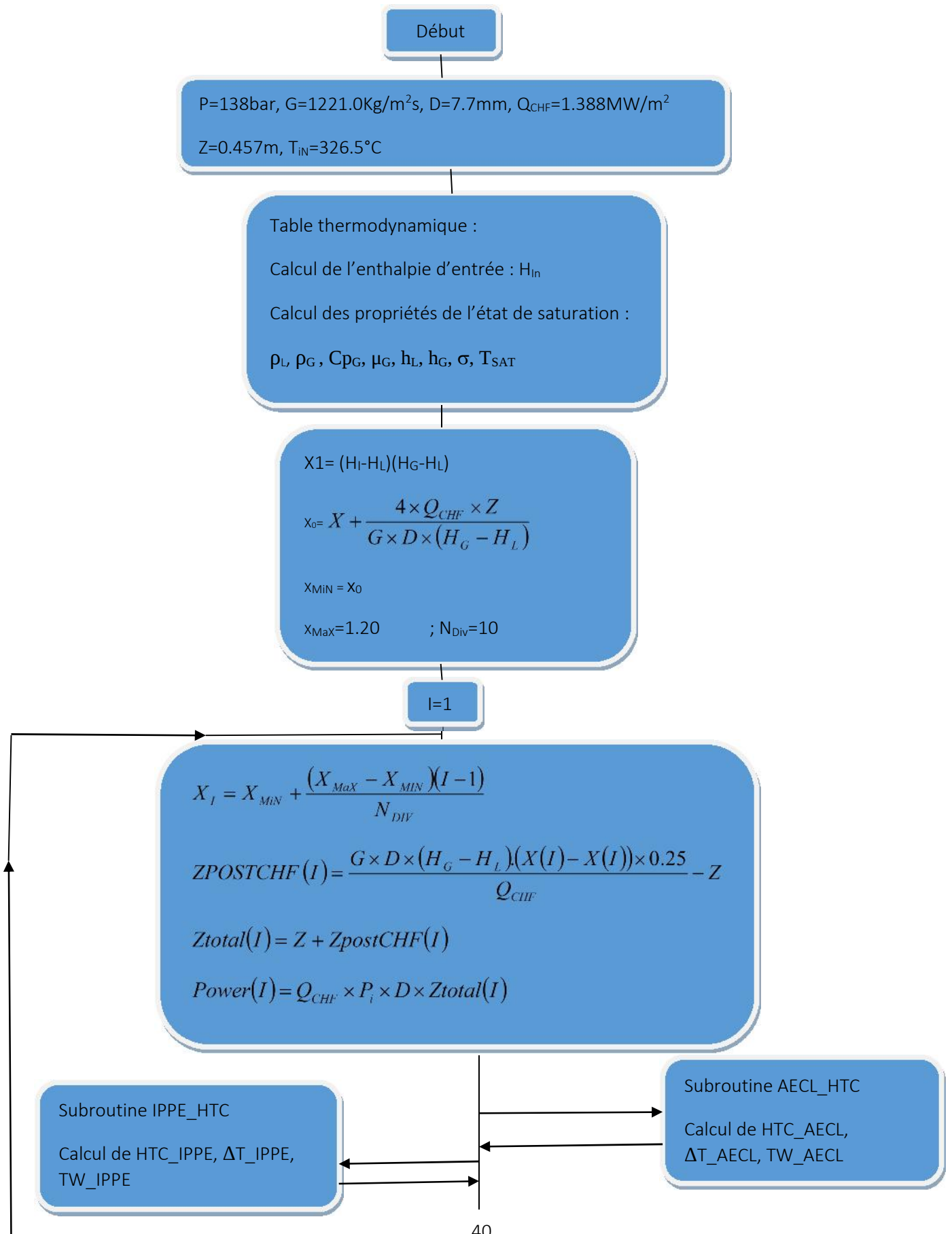


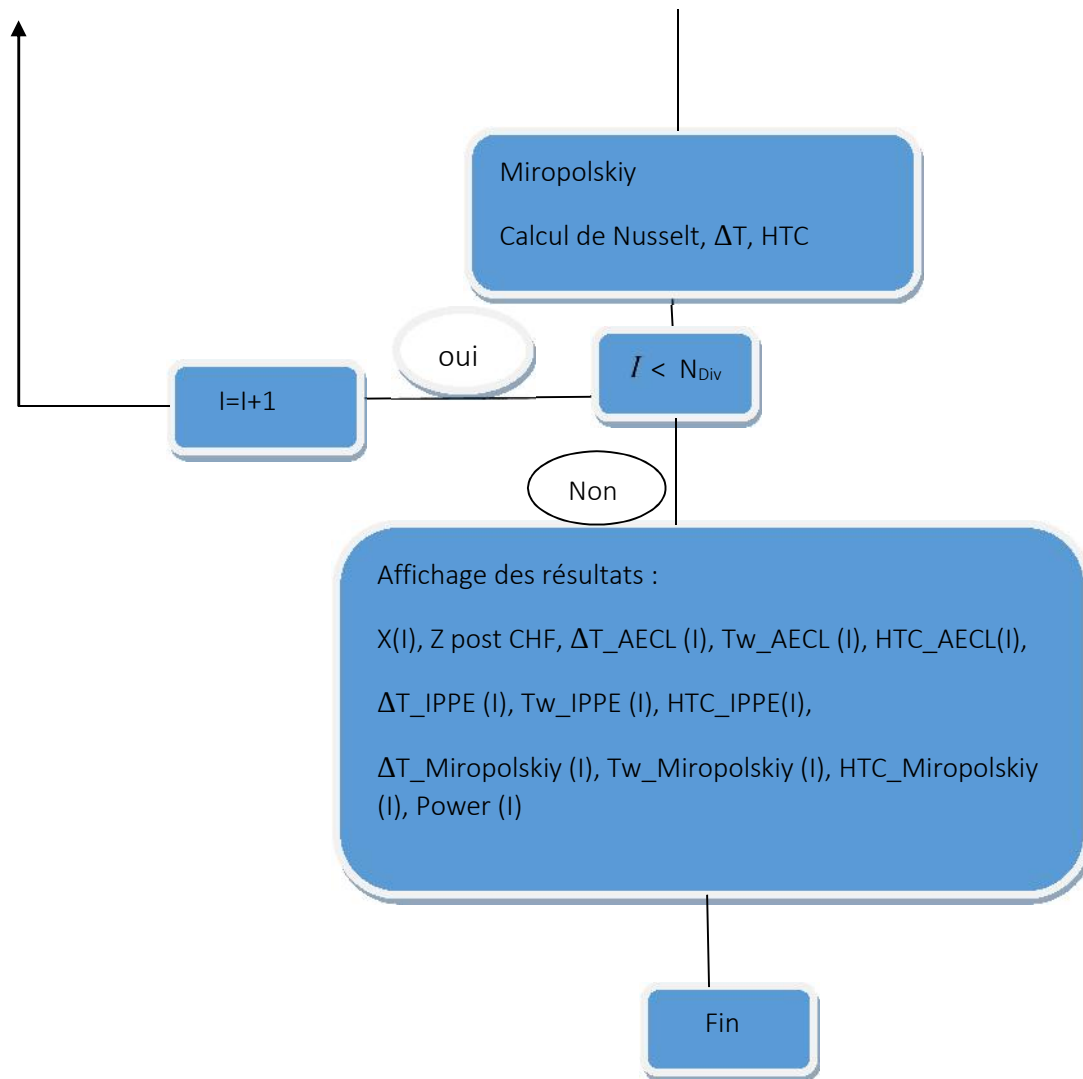
4-5 : Organigramme du programme effet de Bromley

L'organigramme ci-après est utilisé pour avoir des résultats dans le cas de l'ébullition en convection forcé. Il sert à comparer la corrélation de Bromley avec les résultats de la table AECL.



4-6 : Organigramme du programme super heated steam :





L'organigramme au dessus est utilisé pour avoir des résultats dans le cas de vapeur surchauffée . Il sert a comparé la corrélation de Miropolskiy avec les résultats des deux tables AECL et IPPE

CHAPITRE 5 : Résultats et discussion :

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats obtenus par les différents programmes élaborés. Les données de la figure 1 rapportées dans le document technique de l'AIEA ont été injectées dans notre programme. Les points représentent les résultats expérimentaux et la courbe en trait continu représente les prédictions de la table AECL rapportées dans la référence [1].

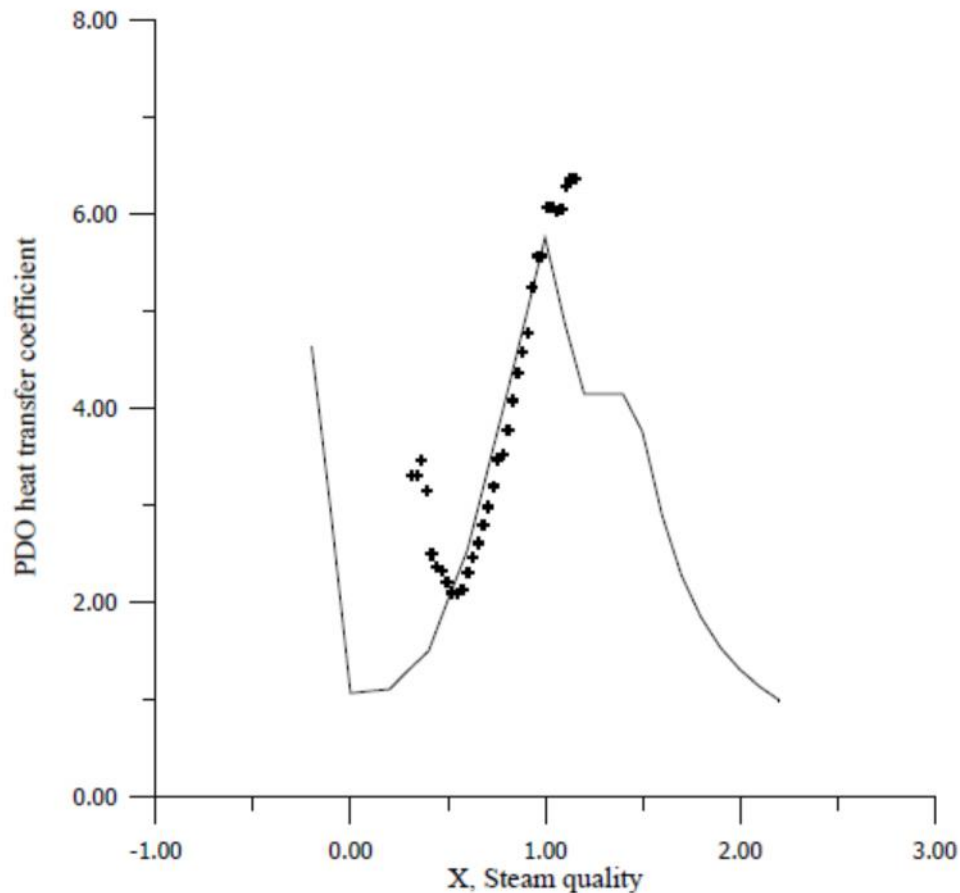


Figure 5.1 : Exemple test reproduit dans la référence [2]

Sur la figure (5.2), nous avons reportées les données expérimentales et les prédictions de nos programmes pour les deux tables AECL et IPPE. Les prédictions à l'aide de notre programme sont identiques à celle données dans le document technique de l'AIEA.

De plus, la figure 2 montre que la table IPPE prédit presque la même allure que celle de l'AECL.

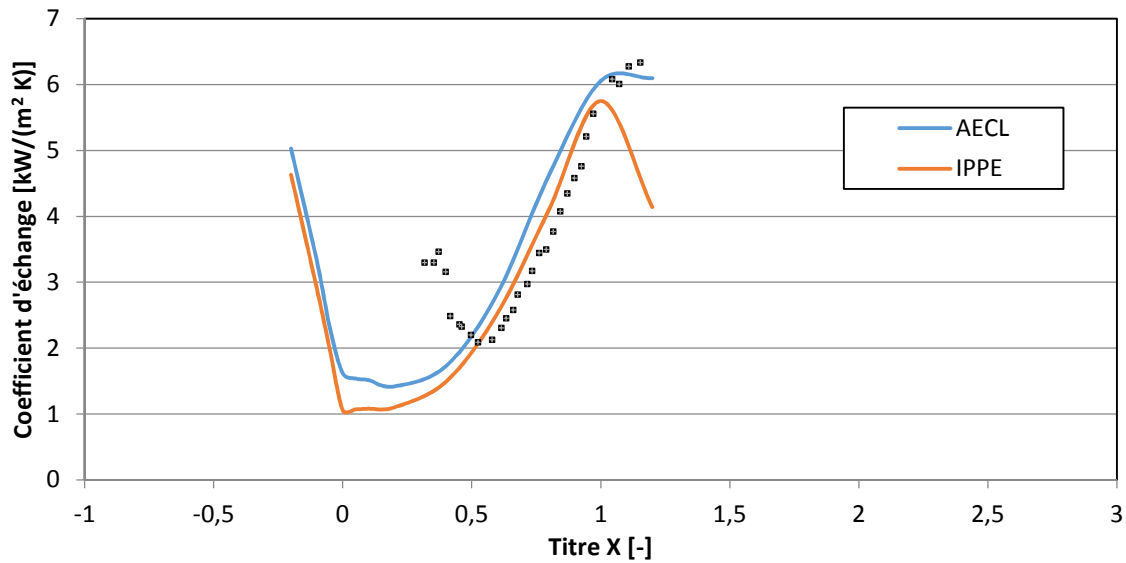


Figure 5.2 : Evolution du coefficient d'échange en fonction de titre X

Les figures (5.3) à (5.5), nous présentons les résultats obtenus pour la table AECL avec ceux obtenus par la corrélation proposées par Bromley (1950) et berenson (1961) dans le cas de l'ébullition en vase clos.

Sur la figure (5.3), on remarque que les la prédiction de Bromley et de Berenson sont confondues, pour une surchauffe inférieure à 1500 K. Les prédictions de la table AECL sont légèrement en dessous de celles obtenus par les corrélations.

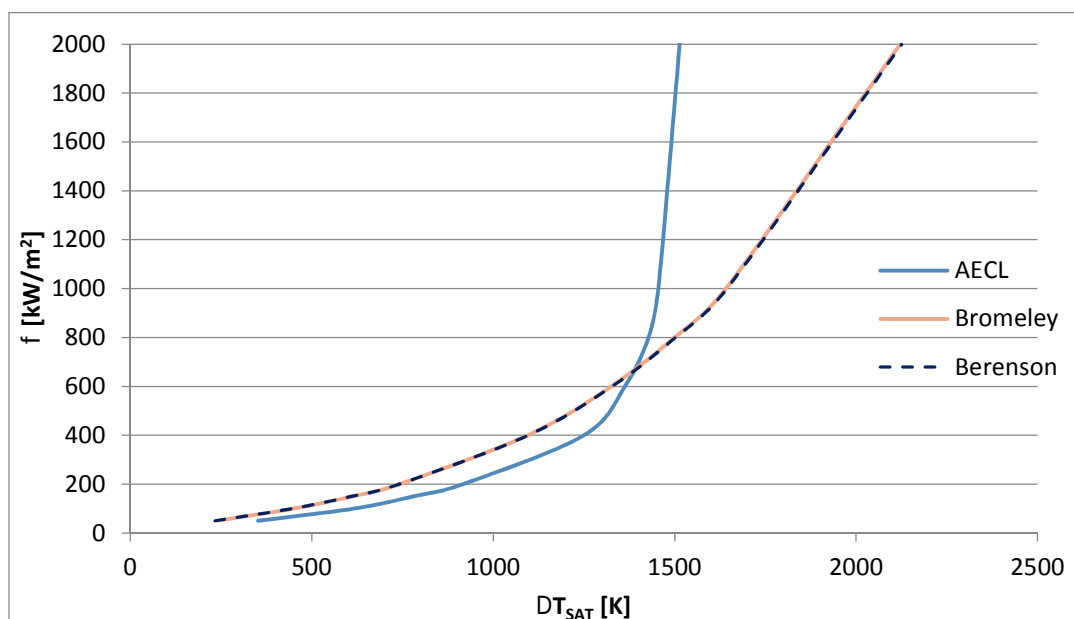


Figure (5.3) : Evolution de flux en fonction de ΔT_{SAT} [K]

La figure (5.4) montre l'effet en négligeant le rayonnement dans les corrélations de Bromley et de Berenson. On remarque tant la température de paroi est inférieure à 1000 K que l'effet du rayonnement est négligeable, au-delà le flux de chaleur (5.4), ainsi que le coefficient d'échange (5.5) prédits sont très éloignés de ceux de la table AECL.

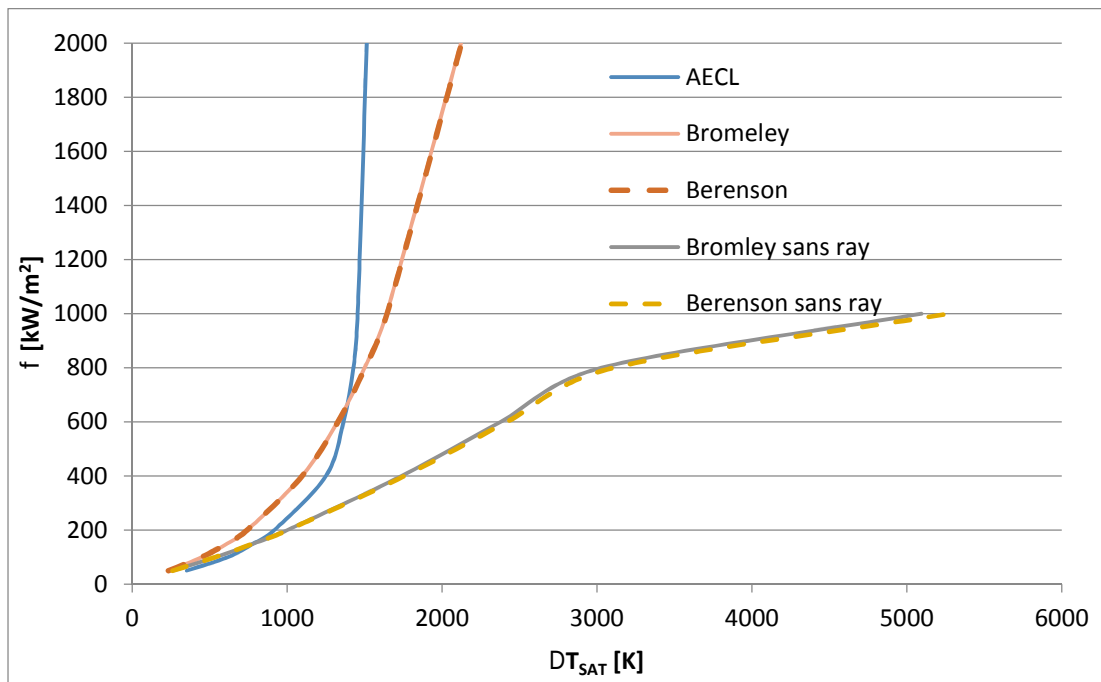


Figure 5.4 : Evolution de flux en fonction de ΔT_{SAT} [K]

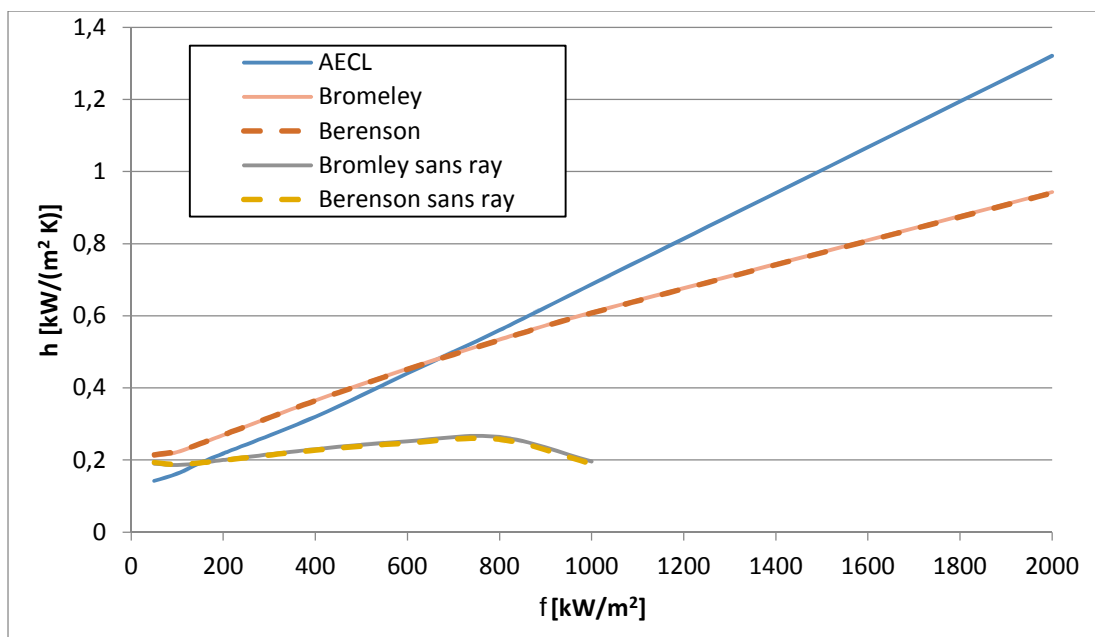


Figure 5.5 : Evolution du coefficient d'échange en fonction de flux

Chapitre 5 : Résultats et discussion

Au chapitre 3, nous avons signalé que pour des faibles diamètres ou des diamètres importants, la corrélation de Bromley est imprécise. Sur la figure (5.6) on voit clairement l'effet du diamètre sur le coefficient d'échange.

Pour des diamètres < 0.05 m, la corrélation de Bromley surestime le coefficient d'échange.

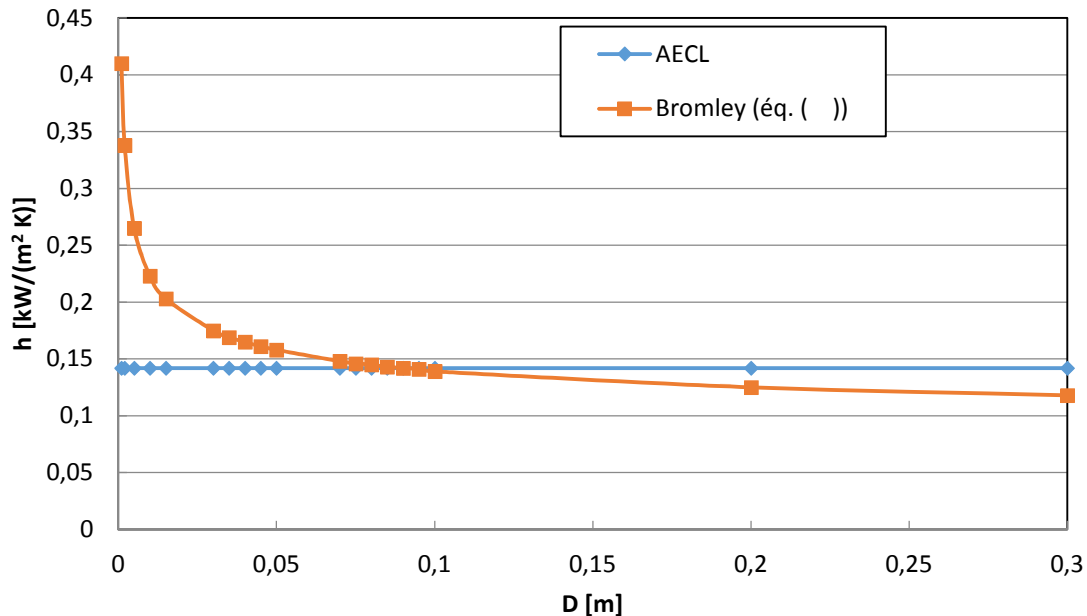


Figure 5.6 : Evolution du coefficient d'échange en fonction du diamètre

Les figures (5.7) à (5.9) montrent les prédictions obtenus dans le cas de l'ébullition en convection forcée pour un tube de 7.7 mm de diamètre intérieur chauffé uniformément, avec un débit spécifique de $1221 \text{ kg/m}^2\text{s}$, où l'eau entre à une température de 326.5°C . Le flux thermique critique selon les données expérimentales de Malzner a lieu à cote $z=0.457\text{m}$ et a une valeur de 1.338 MW/m^2 correspondant à un titre X_{CHF} de 0.191. Les résultats obtenus par nos programmes pour la région post-CHF par les deux tables et la corrélation de Miropolskiy sont présentés pour comparaison sur les figures (5.7) à (5.9).

Les coefficients d'échange prédits par les trois (3) méthodes sont presque identiques et diminuent avec la surchauffe ΔT_{SAT} .

A 50 cm loin de la zone où a lieu CHF, les prédictions des tables AECL et IPPE sont en très bon accord avec la corrélation de Miropolskiy.

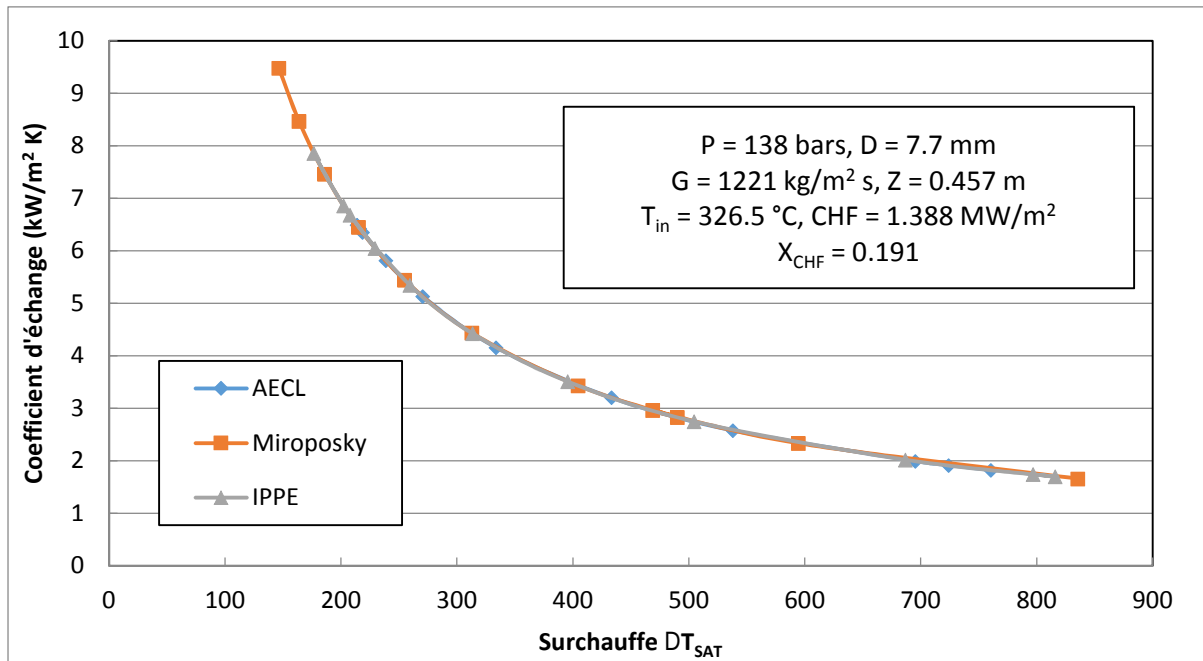


Figure 5.7 : Evolution du coefficient d'échange en fonction de ΔT_{SAT} [K]

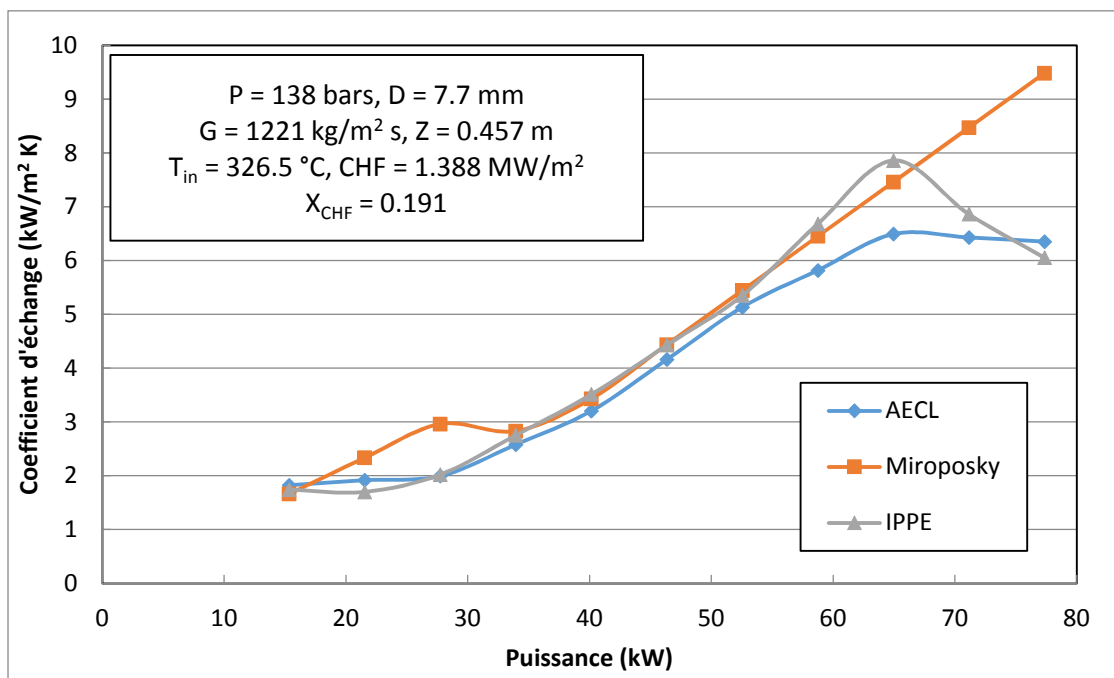


Figure 5.8 : Evolution du coefficient d'échange en fonction de la puissance (kW)

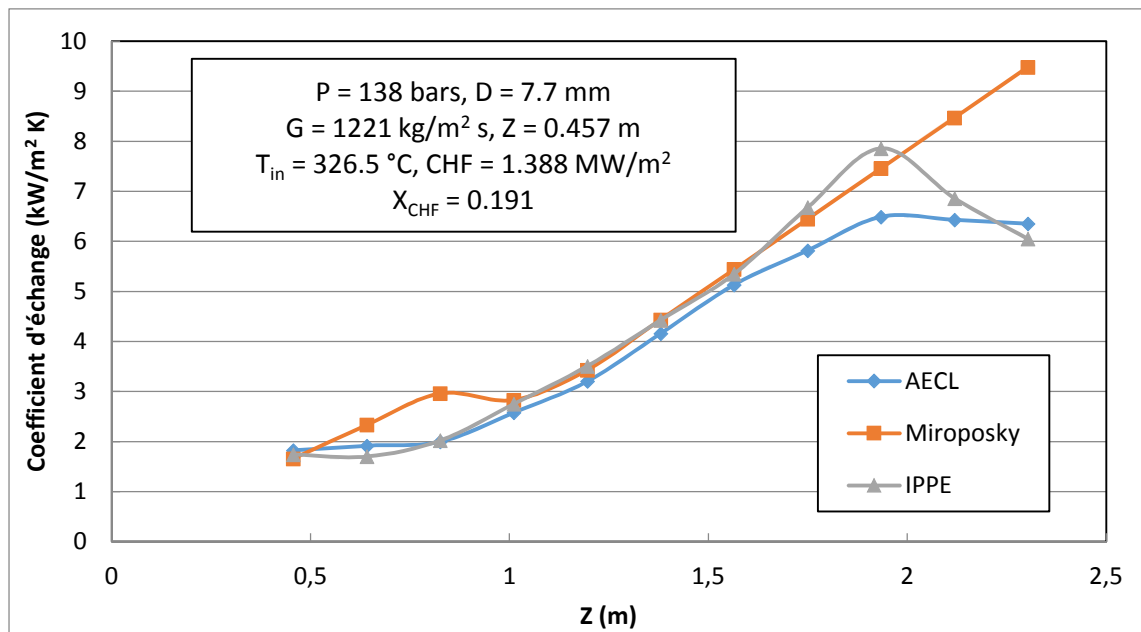


Figure5.9 : Evolution du coefficient d'échange en fonction de long du tube

Conclusion :

A travers l'étude bibliographique sur l'évaluation du coefficient d'échange lors de l'ébullition en film, quatre méthodes d'évaluation sont possible :

- utilisation des équations semi empirique pour l'ébullition en vase clos.
- modèles semi théorique pour la prédiction de l'ébullition en film, ils sont basés sur des équations constitutives appropriées dont certains sont de nature empirique.
- corrélations purement empirique pour l'ébullition convective en film.
- équations phénoménologiques pour l'ébullition en film qui tiennent compte du déséquilibre thermique et tente de prédire le titre réel de la vapeur et la température de la vapeur.

En raison de prolifération des méthodes de prédiction, des techniques de table sont proposés .deux table sont proposés à ce jour par l'AECL et l'IPPE.

Ce travail a pour but et a permis de mettre au point des programmes informatiques permettant de prédire le coefficient d'échange lors de l'ébullition en film.

Les programmes élaborés ont été testé et vérifier.

Les prédictions de ces derniers ont été comparées avec ceux donnés dans la littérature et avec les résultats de certaines corrélations les plus recommandées.

Les résultats ainsi obtenus sont en bon accord et très satisfaisants.

Références

- [1] Ferrouk Mohamed Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou mémoire de magistère soutenu le 03/07/2000 sous le thème élaboration d'un code de calcul de perte de charge et de transfert de chaleur d'un écoulement diphasique : Eau-Vapeur
- [2] Document de l'AIEA : Agence internationale de l'énergie atomique (ou International Atomic Energy Agency).
- [3] Kadi Rabah Université M'hamed Bougara Boumerdes mémoire de magistère sous le thème prédiction de flux thermique critique en l'ébullition sous-saturé en utilisant le modèle monodimensionnel a deux zones.
- [4] kon'kov, H. , S. , 'Experimental studies of the conditions under which heat exchange deteriorates when a steam-water mixture flows in heated tubes', Teploenergetika 12, 77 (1965)
- [5] L. Biasi et al. 'studies on burnout. Part 3'. Energia Nucleare, 14 (9), 530-536 (1967)
- [6] Alad'yev, I. G. et al 'Heat transfer to boiling potassium in uniformly heated tubes'. Heat transfer Research , vol. 1, No. 4,july 1969, pp. 14-26
- [7] Tong, L., S., 'Boiling crisis and critical heat flux' , U. S. Atomic Energy Commission Report no. 28887, 1972
- [8] Bowring, R. W., A simple but accurate round tube uniform heat flux, dryout correlation over the pressure range 0.7-17MN /m² . AEEW-R 789 (1972)
- [9] Drescher, G. & W. Koller, 'Die Ermittlung Kritischer Siedezustand im gesamten Dampfgehaltsbereich für innendurchströmte Rohre' . BWK 33, no. 10(1981)
- [10] Groeneveld, D. C., 'CHF predictions in vertical tubes', data item, ESDU report 86032 (1986)
- [11] NELSON, R., 1975, "The heat transfer surface technique", LOCA Heat Transfer Workshop, Idaho Falls, Idaho.
- [12] BERENSON, P.J., 1961, 'film boiling heat transfer from a horizontal surface'. J. heat transfer ; 83, 351-358
- [13] BROMLEY, L.A., 1950, Heat transfer in stable film boiling, Chem. Eng. Progress 46 5.

Références

- [14] BERENSON, P.J., 1961, Film boiling heat transfer from a horizontal surface, J. Heat Transfer 83 3 (351–358).
- [15] MIROPOLSKIY, Z.L., 1975, heat transfer to superheated steam at heat supply and heat removal”, Teploenergetika 3, 75–78 (in Russian).