

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE.

جامعة العربي التبسي

تبسة



UNIVERSITE DE LARBI TEBESSI

TEBESSA

Institut des Mines

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de DOCTORAT « LMD »

Option : MINES

THEME

*Contribution à l'étude du flux de chaleur critique
lors de l'ébullition eau vapeur dans les tubes
évaporateurs*

Présentée Par

MEBARKIA Mohamed

DIRECTEUR DE THESE LOUAFI Messaoud Professeur Université de Tébessa

CO-ENCADRANT AOULMI Zoubir Maitre Conférence. A Université de Tébessa

DEVANT LE JURY :

KARA Mohamed	Professeur	Université de Tébessa	Président
HANNACHI Med Tahar	Maitre Conférence. A	Université de Tébessa	Examineur
HEBBIR Nacer	Maitre Conférence. A	Université de Oum El Bouaghi	Examineur
Bordja Lyes	Maitre Conférence. A	Université de Oum El Bouaghi	Examineur
Descombes Georges	Professeur	CNAM . Paris	Invité

Année :2018

Remerciements

Il me sera très difficile de remercier tout le monde car c'est grâce à l'aide de nombreuses personnes que j'ai pu mener cette thèse à son terme.

Je voudrais tout d'abord remercier Monsieur Louafi Messaoud, Professeur à l'Université de Tébessa, qui m'a encadré tout au long de cette thèse et qui m'a fait partager ses brillantes intuitions. Qu'il soit aussi remercié pour sa gentillesse, sa disponibilité permanente et pour les nombreux encouragements qu'il m'a prodigués.

Je tiens à remercier grandement mon co-directeur de thèse, Aoulmi Zoubir, Directeur de l'institut des Mines à l'université de Tébessa pour toute son aide. Je suis ravi d'avoir travaillé en sa compagnie car outre son appui scientifique, il a toujours été là pour me soutenir et me conseiller au cours de l'élaboration de cette thèse.

Je remercie Monsieur Georges Descombes, Professeur au Conservatoire national des arts et métiers, Paris. Cette thèse est le fruit d'une collaboration de plus de deux ans avec lui. C'est à ses côtés que j'ai compris ce que rigueur et précision voulaient dire.

J'ai eu le grand plaisir de travailler sous sa direction, et ai trouvé auprès de lui le conseiller et le guide que j'ai reçu en toute circonstance avec sympathie, sourire et bienveillance.

Je suis sensible à l'honneur que m'a fait le Professeur Kara Mohamed Vice recteur de l'université de laarbi Tébessi Tébessa, en acceptant la présidence du jury de thèse. Je le prie de bien vouloir trouver ici l'expression de ma gratitude.

J'adresse aussi mes remerciements à Monsieur HANNACHI Mohamed Tahar Maître de conférences à la faculté science et technologie, pour avoir bien voulu examiner le contenu de ce travail et participer à la soutenance.

J'adresse tous mes remerciements à Monsieur Lyes Bordja, Maître de conférences à l'Université de Oum El Bouaghi, ainsi qu'à Monsieur Hebbir Nacer, Maître de conférences et Doyen de la faculté des sciences exactes et sciences de la nature et de la vie Université de Oum El Bouaghi, de l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'être examinateurs de cette thèse.

C'est pour nous un grand honneur de vous voir siéger dans notre jury. Je vous suis très reconnaissant de la spontanéité et de l'amabilité avec lesquelles vous avez accepté de juger notre travail.

Veillez trouver, chers Maîtres, le témoignage de notre grande reconnaissance et de notre profond respect.

Je remercie toutes les personnes avec qui j'ai partagé mes études et notamment ces années de thèse. Mes derniers remerciements vont à ma famille qui a tout fait pour m'aider, qui m'a soutenu et surtout supporté dans tout ce que j'ai entrepris.

Dédicace

*Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il faut...
Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude,
L'amour, le respect, la reconnaissance...
Aussi, c'est tout simplement que*

*Je dédie cette
thèse ...*

À MES CHERS PARENTS

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.

Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours.

Que ce modeste travail soit l'exaucement de vos vœux tant formulés, le fruit de vos innombrables sacrifices, bien que je ne vous en acquitterai jamais assez.

Puisse Dieu, le Très Haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie et faire en sorte que jamais je ne vous déçoive.

A MES CHERS ET ADORABLE FRERES ET SŒURES

Oussama le généreux, Imad et Taki, que j'aime profondément, Haithem mon petit frère que j'adore, Khaoula, la prunelle de mes yeux, Batoul, la douce, au cœur si grand.

En témoignage de mon affection fraternelle, de ma profonde tendresse et reconnaissance, je vous souhaite une vie pleine de bonheur et de succès et que Dieu, le tout puissant, vous protège et vous garde.

À MES AMIS DE TOUJOURS

Nadhir, Talab, Baha, Othman, Ala, Asma, Imen, Marwa.....

En souvenir de notre sincère et profonde amitié et des moments agréables que nous avons passés ensemble.

Veillez trouver dans ce travail l'expression de mon respect le plus profond et mon affection la plus sincère.

À TOUS CEUX QUE J'AI OMIS DE CITER

Résumé

L'objectif essentiel de cette thèse est de présenter une vue d'ensemble sur l'ébullition de l'eau à l'intérieur des tubes chauffants. Nous présentons brièvement le phénomène d'ébullition et les principaux types du flux de chaleur critique dans un canal rond circulaire, vertical, chauffé uniformément à basse pression et bas flux massique. Et d'autre part, nous exposons les méthodes de calcul du FCC et une collection de l'ensemble des corrélations nécessaire au calcul de FCC. De plus, nous entamons une application de la méthode du plan d'expérience pour étudier l'influence des différents facteurs sur le FCC. Une comparaison des corrélations de prédiction du flux de chaleur critique pour les tubes verticaux lisses et d'autre couverts avec couche poreuse est donnée dans une partie qui clos cette thèse. Dans cette étude, un total de 1540 points de données expérimentales de FCC (Flux de Chaleur Critique) est utilisé pour les tubes avec une couche poreuse. 892 points de données expérimentales de FCC sont utilisés pour les tubes lisses et les tubes couverts avec couche poreuse (les autres 648 points sont exclus). L'exactitude de corrélations a été estimée en calculant l'erreur relative moyenne et l'écart type. Une nouvelle corrélation pour les tubes avec une couche poreuse et une autre pour les tubes lisses sont proposées. Ces corrélations sont obtenues en utilisant l'analyse adimensionnelle et la méthode de la régression multiple à l'aide d'une outil informatique statistique. Les nouvelles corrélations prédisent les données de FCC avec des erreurs moins que ceux disponibles actuellement.

Mots clés : flux de chaleur critique (FCC), tube lisse , poreuse, assèchement, caléfaction, ébullition, eau –vapeur.

Abstract

This thesis aims to present an overview on the boiling of water inside the heating tubes. We insist on presenting the boiling phenomenon and the main types of critical heat flux in a circular, vertical, uniformly heated channel in low pressure and low mass flux conditions. On the other hand, we expose the different methods used for prediction of the CHF as we collect all available correlations which are necessary for the calculation of CHF. In addition, we apply design of experiments method to study the influence of different factors on the CHF. A comparison between correlations used to predict the critical heat flux for smooth vertical tubes and other porous layer covers is given in a part that concludes this thesis. In this study, a total of 1540 FCC (Critical Heat Flux) experimental data points are used for tubes with a porous layer. 892 experimental data points of CHF are used for smooth and porous tubes. Correlation accuracy was estimated by calculating the mean relative error and the standard deviation. A new correlation for tubes with porous tubes and another for smooth tubes is proposed. These correlations are obtained using adimensional analysis and the multiple regression method using a statistical-tool. The new correlations predict FCC data gives less errors than currently available.

Keywords: CHF (critical Heat flux), Smooth tubes, porous, water, dry-out, Burnout, boiling, water-vapor.

الملخص

الهدف الرئيس من هذه الرسالة هو تقديم لمحة عامة عن غليان (تبخر) الماء داخل أنابيب التسخين. نقدم بإيجاز ظاهرة الغليان والأنواع الرئيسية للتدفق الحراري الحرج في أنابيب دائرية، يتم تسخينه بشكل موحد عند ضغط منخفض وتدفق كتلي منخفض. ومن ناحية أخرى ، فإننا نتطرق إلى مختلف طرق حساب التدفق الحراري الحرج و إلى مجموعة من المعادلات المتاحة و اللازمة لحساب التدفق الحراري الحرج بالإضافة إلى ذلك ، إستخدمنا طريقة التصميم التجريبي لدراسة تأثير العوامل المختلفة على التدفق الحراري الحرج . توجد مقارنة بين الارتباطات التنبؤية للتدفقات الحرارية الحرجة للأنابيب الملساء و الأنابيب الأخرى ذات طبقة مسامية في الجزء الذي يختتم هذه الأطروحة في هذه الدراسة ، يتم استخدام ما مجموعه 1540 نقطة بيانات تجريبية (التدفق الحراري الحرج) للأنابيب ذات الطبقة المسامية. يتم استخدام 892 نقطة بيانات تجريبية للأنابيب الملساء والمسامية. تم تقدير دقة الارتباط من خلال حساب متوسط الخطأ النسبي والانحراف المعياري. اقترحت معادلة جديدة بالنسبة للأنابيب ذات مسامية وأخرى للأنابيب الملساء. يتم الحصول على هذه المعادلات باستخدام التحليل البعدي وطريقة الانحدار المتعدد باستخدام أداة إحصائية. نسبة الخطأ عند التنبأ بالتدفق الحراري الحرج باستخدام المعادلات الجديدة يكون أقل من نسبة الخطأ عند إستخدام المعادلات المتاحة حالياً.

الكلمات المفتاحية: تدفق الحرارة ، الأنابيب الناعمة ، المسامية ، الماء ، الجفاف ، الإحتراق ، الغليان ، بخار الماء.

TABLE DES MATIERES

Remerciements.....	i
Dédicace	ii
Résumé.....	iii
Table des matières.....	vi
NOMENCLATURE	viii
Listes des figures et tableaux.....	x
Introduction générale.....	1
Chapitre 1 Ebullition et Flux de chaleur critique.....	3
1.1 Introduction :	3
1.2 Configuration d'écoulement :	3
1.2.1 Régimes d'écoulement dans les tubes verticaux	3
1.2.1 Configurations d'écoulement dans les tubes horizontaux.....	5
1.3 Ebullition en réservoir :	6
1.4 1.4 Ébullition en convection forcée	7
1.4.1 Région d'ébullition nucléée sous-refroidie ou saturée à titre faible	8
1.4.2 Région d'ébullition saturée à titre élevé	10
1.5 Flux de chaleur critique en convection forcée	12
1.5.1 Flux de chaleur critique par caléfaction	12
1.5.2 Flux de chaleur critique par assèchement.....	14
1.6 Influence de Flux de chaleur critique sur les tubes évaporateurs.....	14
1.7 Conclusion	15
Chapitre 2 Prédiction du flux de chaleur critique.....	16
2.1 Introduction	16
2.2 Corrélations empiriques et semi-empiriques.....	17
2.2.1 Corrélations basées sur des conditions d'entrée	17
2.2.2 Corrélations basées sur les conditions locales.....	19
2.3 Modèles mécanistiques.....	24
2.4 Tableaux Standardisés Look-up-table (LUT)	26
2.4.1 Principe de fonctionnement de LUT	26
2.4.1.1 Base des données du tableau standardisées	27
2.4.1.2. Tableau de Skeleton.....	28
2.4.1.3. Dérivation du tableau standardisé de FCC.....	30
2.4.1.4. Précision de prédiction.....	32
2.4.2 Comparaison de CHF LUT avec d'autres méthodes de prévision.....	33
2.5 Interpolation des données du tableau standardisé de flux de chaleurs critique.	37
2.6 Conclusion	37
Chapitre 3 Etude paramétrique	38
3.1 Introduction :	38
3.2 Les dispositifs expérimentaux.....	38
3.2.1 Les essais de Stein et Yildiz	38
3.2.2 Critère de la couche poreuse utilisée	38
3.3 Effet paramétrique	39
3.3.1 Effet de la couche poreuse sur le flux de chaleur critique	39
3.3.2 Effet du flux massique sur le flux de chaleur critique	43
3.3.3 Effet de la pression	50

3.3.4	Effet de la température de sous saturation	52
3.3.5	Effet de géométries des tubes	52
3.3.5.1	Diamètre.....	53
3.3.5.2	Longueur chauffée.....	53
3.3.6	L'effet du titre critique	54
3.4	Modèle de régression.....	54
3.5	Conclusion	56
Chapitre 4 Comparaison des corrélations de prédiction du flux de chaleur critique pour les tubes verticaux		57
4.1	Introduction	57
4.2	Les données expérimentales de Flux de Chaleur Critique.....	57
4.3	Comparaison des corrélations	57
4.3.1	Corrélacion de Stein (2004)	58
4.3.2	Corrélacion de Weber (1990)	58
4.3.3	Corrélacion de Ruan (1994)	58
4.4	Résultats de la comparaison.....	58
4.5	La proposition d'une nouvelle corrélation	59
4.6	Corrélacion pour la prédiction de FCC dans les tubes poreuses à partir des valeurs expérimentaux des FCC dans les tubes lisses	62
4.6.1	Critère de Sélection	62
4.7	Conclusion.	65
Conclusion générale		66
Références bibliographiques		70
Annexe A.....		75
Annexe B.....		83
Annexe C		84

NOMENCLATURE

Alphabet latin

D	diamètre interne du tube (m)
G	vitesse massique ($\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$)
h	coefficient de transfert de chaleur ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h	enthalpie spécifique (J. kg^{-1})
H_{fg}	chaleur latente de vaporisation (J. kg^{-1})
L	Longueur du tube (m)
M	débit massique (kg.s^{-1})
N	Nombre des points expérimentaux
P	pression du système (Pa)
x	titre massique
x_1, x_2, x_3	Variables de la corrélation de régression (annexe B)
X_{th}	titre thermodynamique
y	Elément de la régression

Alphabet grec

ε	rugosité de la paroi (m)
λ	conductivité thermique ($\text{W m}^{-1} .\text{K}^{-1}$)
Φ	flux de chaleur (W.m^2)
ρ	masse volumique (kg.m^{-3})
μ	viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)
ν	viscosité cinématique ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
σ	tension superficielle (N.m^{-1})
ΔT_{sub}	Sous refroidissement, $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_1$ °C

Indices ou Exposants

conv	convectif
CHF	relatif au flux de chaleur critique ("Critical Heat Flux")
cr	critique
d	liquide sous forme de gouttes ("droplet")
entrée	grandeur en entrée de l'écoulement eau-vapeur
ext	grandeur en surface externe du tube
$q_{pré}$	Flux de chaleur critique prédit
q_{est}	Flux de chaleur critique estimé
q_{exp}	Valeur expérimentale de flux de chaleur critique
l	liquide à la température de saturation
G	vapeur à la température de saturation
in	entrée
l	liquide sous-saturé
ONB	démarrage de l'ébullition nucléée
P	pression
v	vapeur non saturée
W	paroi

Abréviations

BTPFL	Boiling Two-Phase Flow Laboratory
CHF	Critical Heat Flux
FCC	Flux de Chaleur Critique
GNV	Génération Nette de la Vapeur

Liste des figures

Figure	Titre	Page
1.1	Configurations d'écoulement dans un tube lisse vertical chauffé	5
1.2	Configurations d'écoulement dans un tube lisse horizontal chauffé	6
1.3	Courbe d'ébullition en réservoir	7
1.4	Mécanisme caractérisant la surchauffe locale lors de la croissance d'une bulle	8
1.5	Représentation du FCC par DÉN.	9
1.6	FCC associé à la formation d'un bouchon de vapeur	10
1.7	Illustration de l'assèchement dans un tube dans le cas d'un écoulement annulaire.	10
1.8	Mécanismes du FCC dans la région d'ébullition saturée à titre élevé d'après Olekhovitch et al	12
1.9	Figure 1.9 : Modèle de Weismann & Pei	13
1.10	Modèle de Lee & Mudawar (1988)	13
1.11	Tubes vaporisateurs éclatés	15
2.1	Mécanisme d'entassement de bulles	25
2.2	Mécanisme d'assèchement de la sous couche liquide	25
2.3	FCC vs. X_{FCC} contenant une tranche du tableau standardisé de FCC1995	29
2.4	Illustration de la dérivation des valeurs du tableau standardisé de FCC 2006 au LQR	32
3.1	Schéma de la section d'essai	39
3.2	Diagramme de Pareto des effets normalisé (tube lisse).	40
3.3	Diagramme de Pareto des effets normalisé (tube poreuse $dp = 60-80$).	41
3.4	Graphique des effets principaux pour FCC moyennes des données, tube lisse	41
3.5	Graphique des effets principaux pour FCC moyennes des données, tube poreuse	42
3.6	Diagramme des interaction pour FCC moyennes des données, tube poreuse	43
3.7a	Diagramme de Pareto des effets normalisé -Flux Massique " $G=50\text{kg/m}^2\text{s}$ "	44
3.7b	Diagramme de Pareto des effets normalisé (Flux Massique " $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ")	45
3.8a	Graphique des effets principaux pour le FCC dans les tube poreuse - Mass flux " $G=50\text{Kg/m}^2\text{s}$ "	46
3.8b	Graphique des effets principaux pour le FCC dans les tube poreuse Mass flux " $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ "	46
3.9a	Diagramme des interaction pour FCC dans les tube poreuse - Mass flux " $G=50\text{Kg/m}^2\text{s}$ "	47
3.9b	Diagramme des interaction pour FCC dans les tube poreuse - Mass flux " $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ "	48
3.10a	Diagramme de surface de FCC et pression ; ΔT dans les tubes poreuses (Flux massique " $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ")	59
3.10b	Diagramme de surface de FCC et DT ; L/D dans les tubes poreuses (Flux massique " $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ")	49
3.10c	Diagramme de surface de FCC et pression ; rapport L/D dans les tubes poreuses (Flux massique " $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ")	50

3.11	Graphique de contour de FCC et Pression; rapport L/D dans les tubes poreuses (flux massique “ $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ”)	51
3.12	L’influence de la pression sur le FCC	51
3.13	L’influence de la température de sous saturation sur le FCC	52
3.14	L’influence du rapport L/D sur le FCC	53
3.15	L’influence du titre critique sur le FCC	54
3.16	Comparaison des données expérimentales de Stein et Yildiz avec l’équation de régression (Tubes lisses).	55
3.17	Comparaison des données expérimentales de Stein et Yildiz avec l’équation de régression (Tubes poreux).	56
4.1	Comparaison des données expérimentales de Stein et Yildiz avec les corrélations de Stein, Ruan, et Weber	60
4.2	Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec la nouvelle corrélation	61
4.3	Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec les différentes corrélation (lisse).	62
4.4	Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec la nouvelle corrélation	64
4.5	Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec les différentes corrélations (poreux).	64

Liste des tableaux

Tableau	Page	
2.1	Les paramètres de corrélation de Katto	18
2.2	Les valeurs numériques des constantes utilisées par les corrélations de Macbeth	20
2.3	Gammes paramétrique des corrélations de Hall-Mudawar(1999)	24
2.4	Critères de sélection des données pour la dérivation des LUT	28
2.5	Impact de l'ordre polynomial sur la prédiction de : (précision et lissage)	31
2.6	Comparaison entre LUT et d’autre corrélations empirique.	34
2.7	Comparaison entre la précision de LUT et certain autre corrélation de FCC (Chun, 1997)	35
2.8	Comparaison entre les corrélations de FCC/ LUT de FCC	38
3.1	Facteurs et niveaux indépendants utilisés dans la conception expérimentale pour les tests FCC en cas de tube poreux	44
4.1	Conditions expérimentales de Stein, Weber, Ruan.	57
4.2	Erreurs calculées des corrélations avec les données expérimentales	59
4.3	Erreurs calculées par la nouvelle corrélation (Tubes lisses)	60
4.4	Erreurs calculées (d’après les données expérimentales, Tubes poreux)	63
4.5	Erreurs calculées (d’après les données estimées, Tubes poreux)	63

Introduction

Les phénomènes de changement de phase sont utilisés dans de nombreux domaines tels que l'industrie minière, nucléaire, chimique, pétrochimique, agro-alimentaire, production de l'énergie, etc. Dans ces domaines, les évaporateurs jouent un rôle essentiel aussi bien en fonctionnement normal qu'en situation accidentelle et occupent par conséquent une place considérable dans les études de sûreté.

Le principe constructif des évaporateurs est simple : ce sont des appareils destinés à transférer un liquide en sa vapeur. Les évaporateurs surtout dans les chaudières sont soumis à des fluctuations de température. Ces fluctuations peuvent engendrer par fatigue thermique des endommagements dans les circuits et causer dans plusieurs cas des fuites. Ces fuites ont causé des explosions avec des conséquences catastrophiques : des victimes humaines et des pertes économiques. Les statistiques des explosions des chaudières à vapeur survenues en France pendant une durée de vingt années ont révélé que le nombre des victimes était de 594 tués et 705 blessés. [1].

Plusieurs incidents ont causé l'arrêt de plusieurs installations industrielles, aussi bien en Algérie qu'à l'étranger. En ce qui concerne les centrales nucléaires de la filière REP (Réacteurs à Eau Pressurisée), plusieurs incidents ont été attribués à la fatigue thermique. Par ordre chronologique, ils ont eu lieu : en Allemagne en 1986, à Farley (USA) en 1987, à Tihange (Belgique) et Genkai (Japon) en 1988, à Dampierre (France) en 1992, Enfin, le dernier incident en date attribué à la fatigue thermique a eu lieu à Civaux (France) . [2] Nous rappelons l'accident survenu en janvier 2004 à la raffinerie de Skikda du complexe GNL (Gaz Naturel Liquéfié) provoqué par l'explosion d'une chaudière. A la suite, une usine du fleuron de l'industrie pétrochimique est brûlée totalement. [3]

Cependant, malgré le caractère ordinaire de l'ébullition dans les tubes évaporateurs, il y a pourtant une limitation physique importante qui complique l'utilisation des évaporateurs : le flux de chaleur critique (FCC). Ce terme indique, d'une façon générale, la situation dans laquelle la surface chauffée s'assèche et le transfert de chaleur se dégrade soudainement. Dans les systèmes thermiques avec un flux de chaleur constant, cette détérioration provoque une augmentation considérable de la température de l'élément chauffant et peut amener à sa destruction. Ainsi, la prédiction précise du FCC représente un important paramètre garant, afin d'assurer le fonctionnement sécuritaire et efficace des installations.

L'objectif essentiel de cette thèse est de présenter une vue d'ensemble sur la crise d'ébullition dans les tubes évaporateurs eau-vapeur. Nous insistons, en premier lieu, sur les bases méthodologiques et thermiques d'une part. Et d'autre part, nous présentons un aperçu des récentes études menées sur le flux de chaleur critique. De plus, nous entamons, dans un second temps, une étude paramétrique en utilisant la méthode de plan d'expérience. Nous présentons aussi une comparaison des corrélations de flux de chaleur critique pour les tubes lisses et avec couche poreuse avec la proposition de nouvelles corrélations.

Le présent travail est représenté en quatre chapitres. Dans un premier chapitre de cette thèse, nous présentons le phénomène d'ébullition et les principaux types du flux de chaleur critique. Dans le deuxième chapitre, nous exposons les méthodes de calcul du FCC. Le troisième chapitre est consacré à l'application de la méthode du plan d'expérience pour étudier l'influence des différents facteurs sur le FCC. Une comparaison des corrélations de prédiction du flux de chaleur critique pour les tubes verticaux couverts avec couche poreuse est donnée dans un quatrième chapitre qui clôt cette thèse.

Notre travail se termine par une conclusion générale qui englobe et résume la quintessence de ce travail et ses perspectives.

Chapitre 2 Prédiction du flux de chaleur critique

2.1 Introduction

La prédiction du flux de chaleur critique avec une précision suffisante est importante dans une grande variété du matériel de fabrication. Elle est particulièrement importante dans la conception et l'analyse de sécurité des réacteurs nucléaires de n'importe quel type, où le FCC détermine les marges d'exploitation et de sécurité. Les méthodes de prédiction de FCC peuvent être classées en deux grandes catégories:

- Corrélations empiriques et semi-empiriques.
- Modèles mécanistiques.

Les corrélations empiriques ignorent les mécanismes et les phénomènes impliqués à la condition du FCC, ils mettent en corrélation les données expérimentales - par des méthodes statistiques ou une analyse tendancielle - en formes fonctionnelles entre des variables indépendantes.

Contrairement aux corrélations empiriques, les corrélations semi-empiriques prennent en considération les équations hydrodynamiques et les équations de conservation du transfert de chaleur et / ou les critères non-dimensionnels et les relient à des conditions de flux critiques. Afin d'adapter les données expérimentales, elles utilisent certaines constantes, ajustées pour s'adapter à la base de données expérimentales, pour maximiser la précision de la prédiction.

De nombreuses corrélations empiriques et semi-empiriques sont disponibles dans la littérature, (on en dénombre actuellement plus de 700), et elles ont été dérivées, ajustées et validées à l'aide de bases de données expérimentales. En général, leur extrapolation à l'extérieur de la gamme des données expérimentales d'origine n'est pas recommandée et peut entraîner de grosses erreurs et / ou de mauvaises tendances asymptotiques.

Les corrélations peuvent également être classées comme "type local" ou "type d'entrée" selon les variables indépendantes considérées. Les corrélations de type entrée établissent un rapport entre les paramètres de FCC et l'écoulement à l'entrée du tube chauffant. Leur forme générale est:

$$q_c = f(P, G, h_{in}, D, Z) \quad (2.1)$$

Les corrélations de type local relient les paramètres de FCC aux paramètres d'écoulement et la géométrie des tubes à l'emplacement de la condition du FCC.

$$q_c = f(P, G, x_c, D) \quad (2.2)$$

Les corrélations de type local supposent que le FCC ne dépend pas des conditions d'entrée ou de la longueur chauffée, mais étant une fonction uniquement de «conditions locales».

2.2 Corrélations empiriques et semi-empiriques

Les paragraphes suivants décrivent brièvement les corrélations de FCC les plus courantes.

2.2.1 Corrélations basées sur des conditions d'entrée

Corrélation de Bowring (1972)

La littérature internationale proposée entre autres par les auteurs sus cités [26], [27] est la suivante:

$$q_c = \frac{A+1/4DG\Delta h_{in}}{C+z} \quad (2.3)$$

$$A = \frac{2.32F_1(\frac{1}{4}h_{fg}\cdot D\cdot G)}{1+0.0143F_2D^{0.5}G} \quad (2.4)$$

$$C = \frac{A+1/4DG\Delta h_{in}}{C+z} \quad (2.5)$$

$$F_1 = \frac{Rp^{19.94} \exp(20.89(1-Rp))+0.917}{1.917} \quad (2.6)$$

$$F_2 = \frac{1.309F_1}{Rp^{1.316} \exp(2.444(1-Rp))+0.309} \quad (2.7)$$

$$F_3 = \frac{Rp^{17.023} \exp(16.658(1-Rp))+0.667}{1.667} \quad (2.8)$$

$$F_4 = F_3Rp^{1.649} \quad (2.9)$$

$$Rp = 2 - 0.5P \quad (2.10)$$

Corrélation de Katto (1982)

La forme générale de la corrélation de Katto [28] est:

$$q_c = x_c \cdot G(h_{fg} + K(\Delta h_{sub})_i) \quad (2.11)$$

x et K sont calculés en fonction des trois groupes sans dimension:

$$Z' = \frac{z}{D} \quad (2.12)$$

$$R' = \frac{\rho_g}{\rho_f} \quad (2.13)$$

$$W' = \frac{\sigma \rho_f}{G^2 z} \quad (2.14)$$

Cinq valeurs de X et trois pour K doivent être déterminées comme suit:

$$X_1 = \frac{CW^{0.043}}{Z'} \quad (2.15)$$

$$X_2 = \frac{0.1R^{0.133}W^{0.333}}{1+0.0031Z'} \quad (2.16)$$

$$X_3 = \frac{0.098R^{0.133}W^{0.433}Z^{0.27}}{1+0.0031Z'} \quad (2.17)$$

$$X_4 = \frac{0.0384R^{0.6}W^{0.173}}{1+0.0031W^{0.233}Z'} \quad (2.18)$$

$$X_5 = \frac{0.234R^{0.513}W^{0.433}Z^{0.27}}{1+0.0031Z'} \quad (2.19)$$

$$K_1 = \frac{0.261}{CW^{0.043}} \quad (2.20)$$

$$K_2 = \frac{0.833[0.0124+(1/Z)]}{R^{0.133}W^{0.333}} \quad (2.21)$$

$$K_3 = \frac{1.12[1.52W^{0.233}+(1/Z)]}{R^{0.6}W^{0.173}} \quad (2.22)$$

Le tableau 2-1 présente les critères pour calculer X et K :

Tableau 2.1 : Les paramètres de corrélation de Katto

$R' < 0.15$		$R' > 0.15$	
Condition	X	Condition	X
$X_1 < X_2$	X_1	$X_1 < X_5$	X_1
$X_1 > X_2$ et $X_2 < X_3$	X_2	$X_1 > X_5$ et $X_5 > X_4$	X_5
$X_1 > X_2$ et $X_2 > X_3$	X_3	$X_1 > X_5$ et $X_5 < X_4$	X_4
Condition	K	Condition	K
$K_1 > K_2$	K_1	$K_1 > K_2$	K_1
$K_1 < K_2$	K_2	$K_1 < K_2$ et $K_1 < K_3$	K_2
		$K_1 < K_2$ et $K_1 > K_3$	K_3

$$C = 0.25 \text{ pour } Z' < 50$$

$$C = 0.25 + 0.0009(Z' - 50) \text{ pour } 50 < Z' < 150 \quad (2.23)$$

$$C = 0.34 \text{ pour } Z' > 150$$

Cette corrélation est valable pour la gamme suivante:

$$0.01 < z < 8.8 \text{ m}$$

$$0.001 < D < 0.038 \text{ m}$$

$$5 < Z' < 880$$

$$0.0003 < R < 0.41$$

$$3 \cdot 10^{-9} < W' < 2 \cdot 10^{-2}$$

Corrélation de Shah (1987)

La version la plus récente de la corrélation de Shah et al [29] se compose de deux corrélations séparées: corrélation des conditions d'entrée (UCC) et corrélation de conditions locales (LCC).

Les corrélations des conditions d'entrée supposent que le flux de chaleur critique dépend des conditions d'entrée - sous-refroidissement d'entrée et la longueur chauffée:

$$B_0 = \frac{q_c}{G \cdot h_{fg}} = 0.124 \left(\frac{D}{z_{eq}} \right)^{0.89} \cdot \left(\frac{10^4}{Y} \right)^n (1 - x_{ieq}) \quad (2.24)$$

$$Y = \left[\frac{G D c_{pf}}{k_f} \right] \left[\frac{G^2}{\rho_f^2 g D} \right]^{0.4} \left[\frac{\mu_f}{\mu_g} \right]^{0.6} \quad (2.25)$$

où z_{eq} est la longueur effective du tube

x_{ieq} est la qualité d'entrée effective

Elles sont calculées comme suit:

Si $Y < 10^4$, $n = 0$ pour tous les fluides.

Autrement, pour tous les fluides, sauf l'hélium:

$$n = \left(\frac{D}{z_{eq}} \right)^{0.54} \text{ pour } Y < 10^6$$

$$n = \frac{0.12}{(1-x_{ieq})^{0.5}} \text{ pour } Y > 10^6$$

2.2.2 Corrélations basées sur les conditions locales

Les corrections de Macbeth (1963)

Macbeth a utilisé l'hypothèse des conditions d'écoulement local pour développer deux corrélations empiriques à partir des données expérimentales pour prédire le FCC pour les conditions des débits élevées et faibles [30].

Le point de départ de Macbeth était l'hypothèse de Barnett [31] - une hypothèse de condition locale - indiquant que le FCC n'est qu'une fonction de la qualité de masse au point de FCC. Cette hypothèse s'appuie sur des résultats expérimentaux. Une autre hypothèse simplifiée est que le FCC est une fonction linéaire du sous-refroidissement d'entrée:

$$q_c = A + B \Delta h_{sub} \quad (2.26)$$

Où A et B sont des fonctions des conditions d'écoulement et de la géométrie du système G, p, z et D. En combinant l'équation et l'équation du bilan thermique (2.10), on obtient:

$$q_c = \frac{A - B \cdot x(z) h_{fg}}{\left[1 - \frac{4Bz}{DG}\right]} \quad (2.27)$$

Pour la région à faible débit, la forme finale de la corrélation de FCC de Macbeth [29] est exprimée comme suit:

$$\frac{q_c}{10^6} = 0.00633 \cdot h_{fg} D^{-0.1} \left(\frac{G}{10^6}\right)^{0.51} (1 - x_c) \quad (2.28)$$

Pour la région à débit élevé, le FCC est donné par:

$$q_c = y_0 d^{y_1} \left(\frac{G}{10^6}\right)^{y_2} - \frac{y_3}{4} D^{y_4} \left(\frac{G}{10^6}\right)^{y_5} G \cdot x_c \cdot D \cdot h_{fg} \quad (2.29)$$

Le tableau 2-2 Les valeurs numériques des constantes utilisées par les corrélations de Macbeth[30]:

Pression (P * 0.0689475 bar)	y ₀	y ₁	y ₂	y ₃	y ₄	y ₅
15	1.12	-0.211	-0.324	0.001	-1.4	-1.05
250	1.77	-0.553	-0.26	0.0166	-1.4	-0.937
530	1.57	-0.566	-0.329	0.0127	-1.4	-0.737
1000	1.06	-0.487	-0.179	0.0085	-1.4	-0.555
1570	0.72	-0.527	0.024	0.0121	-1.4	-0.096
2000	0.627	-0.268	0.192	0.0093	-1.4	-0.343
2700	0.0124	-0.45	0.489	0.0097	-1.4	-0.529

Biasi et al. (1967) corrélation

Biasi et al. ont dérivé deux corrélations pour des régions de qualité élevée et faible, basées sur un nombre relativement important de données expérimentales [32].

Pour un faible titre, l'expression du flux de chaleur critique est:

$$q_c = \frac{1.883 \cdot 10^3}{D^a G^{\frac{1}{6}}} \left(\frac{y(P)}{G^{\frac{1}{6}}} - x_c \right) \quad (2.30)$$

$$y(P) = 0.7249 + 0.099P \cdot e^{-0.032P} \quad (2.31)$$

où l'exposant α dépend du diamètre du tube: $\alpha = 0,4$ si le diamètre du tube est supérieur à 10 mm et autrement 0,6.

Pour un titre élevé, le flux de chaleur critique est:

$$q_c = \frac{3,78 \cdot 10^3 h(P)}{D^\alpha G^{0,6}} (1 - x_c) \quad (2.32)$$

$$h(P) = -1.159 + 0.149P \cdot e^{-0.019P} + \frac{8.99P}{10+P^2} \quad (2.33)$$

Doroschuck (1980) corrélation

La corrélation développée par Doroschuck et al. couvre les gammes suivantes [33]:

Pressions de 5 à 19,6 MPa

Flux massique 0,75 à 3 Mgm⁻²s⁻¹.

Diamètres intérieurs de 8 mm

$$q_c = \left(10.3 - 17.5 \left(\frac{P}{98} \right) + 8 \left(\frac{P}{98} \right)^2 \right) e^{-1.5x_c} \left(\frac{G}{1000} \right)^{0.68(P/98) - 1.2x_c^{-0.3}} \quad (2.33)$$

Pour les diamètres de tubes entre 4 et 16 mm, l'expression suivante a été proposée:

$$\frac{q_{c,d}}{q_{c,8}} = \left(\frac{D}{8} \right)^{-1/2} \quad (2.34)$$

Becker (1965) corrélation

Pour les conditions de basse pression, basées sur une grande base de données expérimentales, Becker et al. ont développé la corrélation de FCC suivante:

$$q_c = G^{-0.5} f_1(x(z), P) \cdot f_2(D) \quad (2.35)$$

Où f_1 et f_2 sont présentés sous forme graphique [34]

Shah (1987) corrélation

La corrélation de la condition locale (CCL) [35] est donnée par:

$$B_0 = F_e F_x B_{00} \quad (2.36)$$

$$F_e = 1.54 - 0.032(Z_{CRIT}/D) \quad (2.37)$$

Si $F_e < 1$, F_e devrait être égal à un.

B_{00} est le nombre d'ébullition pour X_{CRIT} .

F_x est donné par les auteurs sous forme graphique.

Le choix approprié entre l'UCC et le LCC se fait comme suit:

a) pour l'hélium, utiliser toujours l'UCC

b) pour d'autres fluides, si $Y < 106$, alors l'UCC devrait être utilisé. Pour $Y > 106$, la corrélation qui donne le plus bas **Bo** devrait être utilisée.

Comme les corrélations de Katto, la corrélation Shah est valable non seulement pour l'eau, mais aussi pour d'autres fluides. Elle a été testée sur 23 fluides, pour les diamètres entre 0,315 et 37,5 mm, L / D jusqu'à 940, G entre 4 et 29051 kg m⁻²s⁻¹, Pr entre 0.0014 et 0.96, $-4 < x_i < 0.85$, $-2.6 < x_c < 1$

Une comparaison entre les corrélations Bowring, Katto et Shah [35]) montre que la corrélation Shah présentait l'erreur quadratique moyenne la plus faible pour toutes les gammes testées, environ 16%, et une erreur moyenne maximale de -3%, selon le régime d'écoulement.

Corrélation Hall-Mudawar (1999)

Cette corrélation se fonde sur l'hypothèse selon laquelle le FCC dépend soit des conditions d'entrée, soit des conditions locales Hall et Mudawar qui ont développé deux corrélations adimensionnelles de FCC sous-refroidies, couvrant une vaste gamme de pression, de qualités et de flux massique[36]. Les deux corrélations contiennent aussi le moins possible des constantes. Ces corrélations ont été dérivées sur la base d'une analyse de tendance paramétrique plutôt que d'une analyse statistique. Le diamètre du tube chauffé est implicitement pris en compte.

Les corrélations de conditions locales ont la forme générale suivante:

$$qc = f(D, P, L, G, h_i)$$

où D : est le diamètre équivalent à l'intérieur du tube,

P : pression d'entrée, L : longueur chauffée,

G : flux massique, h_i : enthalpie de l'entrée.

Pour les conditions de sortie (conditions locales), les hypothèses suivantes ont été faites:

- Le FCC est proportionnel avec D à une puissance négative
- Le FCC est proportionnel avec G à une puissance positive
- Le FCC diminue linéairement avec l'augmentation de x_c

En forme non-dimensionnelle, la relation entre le FCC et d'autres paramètres locaux (P , G , x_c , D) s'exprime par l'expression générale:

$$Bo = f_n \left(We_D, \frac{\rho_f}{\rho_g}, x_c \right) \quad (2.38)$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{fg}} \quad We = \frac{G^2 D}{\rho \cdot \sigma} \quad (2.39)$$

Dans l'équation (2.38), le nombre de Weber représente un groupe adimensionnel pour le flux massique et le diamètre, et le rapport de densité (liquide / vapeur).

L'équation (2.38) et les hypothèses mentionnées ci-dessus conduiraient à une expression plus explicite pour Bo :

$$Bo = We_D^c (f_1 - f_2 x_c) \quad (2.40)$$

où la constante c est négative et les fonctions f_1 et f_2 sont positives.

La constante et les fonctions mentionnées ci-dessus sont déterminées en fonction d'une analyse de tendance. Plusieurs ensembles des données de FCC ont été déterminées dans lesquelles tous, sauf l'un des termes adimensionnel apparaissant sur le côté droit de l'équation (2.39), ont été maintenus constants. On a constaté que la constante c était indépendante de la pression et était égale à -0,235. Cela suggère que le FCC est proportionnel à la racine carrée de la vitesse massique pour l'ensemble de l'intervalle de pression analysé.

Les fonctions f_1 et f_2 ont la forme suivante:

$$f_1 = 0.0332 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{-0.681} \quad (2.41)$$

$$f_2 = 0.0227 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.151} \quad (2.42)$$

Contrairement à la corrélation de condition d'entrée, qui est applicable seulement pour des tubes chauffés uniformément, la corrélation de condition locale peut être appliquée même pour des tubes chauffés de façon non-uniforme.

En remplaçant l'équation (2.40) en (2.41 et 2.42), on obtient la forme finale de la corrélation de la condition locale:

$$Bo = C_1 We_D^{C_2} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{C_3} \left[1 - C_4 \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{C_5} x_c \right] \quad (2.43)$$

Où : $C_1 = 0.0332$, $C_2 = -0.235$, $C_3 = -0.681$, $C_4 = 0.684$, $C_5 = 0.832$

À partir de la corrélation de la condition locale (équation 2.43) et l'équation de bilan thermique, on peut obtenir une corrélation de la condition d'entrée. Le bilan thermique donne l'enthalpie de sortie en fonction de l'enthalpie d'entrée, le flux massique, la longueur chauffée et le flux de chaleur:

L'équation peut être écrite comme suit:

$$x_0 = x_i^* + 4Bo \frac{L}{D} \quad (2.44)$$

où x_i^* est la pseudo qualité d'entrée déterminée à l'aide de la pression du canal de sortie.

Combinant eq. (2.27) avec (2.25) et en réorganisant les termes, nous obtenons:

$$Bo = \frac{c_1 We_D^{c_2} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{c_3} \left[1 - c_4 \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{c_5} x_i\right]}{1 + 4c_1 c_4 We_D^{c_2} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{c_3 + c_5} \cdot (L/D)} \quad (2.45)$$

Les gammes paramétriques pour les corrélations recommandées par les auteurs sont résumées dans le tableau 2-3.

Tableau 2-3 Gammes paramétrique des corrélations de Hall-Mudawar(1999)

Corrélation	D (mm)	L/D	$G (Kgm^{-2}s^{-1})$	P(bar)	x_i	x_0
Sortie	0.25-15	n/a	300-30000	1-200	n/a	-1.00 à -0.05
entrée	0.25-15	2-200	300-30000	1-200	-2.00-0.00	-1.00 à 0.00

2.3 Modèles mécanistiques

Les modèles mécanistiques utilisent des équations générales de base pour la conservation de la masse, la quantité de mouvement et de l'énergie appliquée à un modèle de flux particulier associé à un certain type de mécanisme de FCC. En principe, les modèles de FCC peuvent être appliqués pour différents fluides. Toutefois, la grande majorité des modèles mécanistiques utilise encore différentes constantes et équations empiriques et leur application pour des nombreux types de fluides est donc limitée. Bien que de nombreux modèles mécanistiques soient largement acceptés, aucun d'eux n'est général et capable de couvrir toute les gammes des conditions d'écoulement. Selon le mécanisme du FCC impliqué, il existe essentiellement deux types de modèles mécanistiques de FCC: modèles DNB et modèles d'assèchement.

Katto (1990) [37] a classé les approches théoriques majeures en cinq groupes distincts selon l'ordre chronologique suivant [38]:

1) Hypothèse de la surchauffe limite de la couche liquide (*Liquid Layer superheat limit model*) : Dans cette catégorie, Tong et al. (1965) [39] supposent que le FCC se produit quand la couche liquide adjacente à la paroi a atteint une surchauffe critique causée par la difficulté d'évacuation de la chaleur à travers la couche de bulles.

2) Hypothèse de séparation de couche limite (*Boundary layer separation model*) (1968- 1975): Les études des chercheurs [40-44] associées à ce type de modèle, considèrent que la stagnation de l'écoulement due à l'injection de la vapeur depuis la paroi anime le FCC. Bien que le modèle de Thorgeron et al. (1974) [45] présente une différence apparente à cause de l'attention accordée au rôle du facteur de frottement, il est considéré comme étant une modification particulière et appartient à cette même catégorie de modèle.

3) Hypothèse de blocage de l'écoulement liquide (*Liquid flow blockage model*) (1980- 1981). Ce modèle suppose que le FCC se produit quand l'écoulement liquide normal à la paroi est bloqué par l'écoulement de vapeur. Il existe deux variantes : Bergel'son (1980) [46] considère une vitesse critique augmentée par l'instabilité de l'interface liquide - vapeur. Alors que Smogalev (1981) [47] considère l'effet de l'énergie cinétique de l'écoulement de vapeur qui surpasse celle du courant liquide.

4) Hypothèse d'entassement de bulles et limite d'arrachement de la vapeur (*Vapor removal limit and bubble crowding model*) (1981-1985). Hebel et al. (1981) [48] supposent que la limitation du débit d'arrachement de vapeur par transport axial des bulles de vapeur conduit à l'épuisement du liquide, c'est à dire au FCC. Weisman (1983a, 1983b) [49-50] considère une valeur critique de la fraction de vide dans la couche de bulles adjacente à la paroi, qui amène à l'équilibre entre le débit sortant de bulles de vapeur et le débit entrant du liquide à l'interface de la couche de bulles et l'écoulement central. Leurs modèles de FCC basés sur deux constantes empiriques donnent de bonnes prédictions pour plusieurs types de fluides sous des conditions légèrement sous saturées et à faible titre. Le modèle de Yagov et Puzin (1985) [51] peut être considéré comme un cas spécial appartenant à cette catégorie de modèle.

5) Hypothèse d'assèchement de la sous couche liquide (*Liquid sublayer dryout model*) (1988): Dans l'étude menée par Lee et Mudawar (1988)[52], le début du FCC est provoqué par l'assèchement de la sous couche du liquide au-dessous d'une couverture de vapeur s'écoulant sur la paroi. Leur modèle basé sur une constante et un coefficient empirique peut prédire assez bien le FCC pour le cas de l'eau dans une large gamme de sous refroidissement.

A partir de ces mécanismes proposés, plusieurs auteurs ont proposé différents modèles mécanistiques. Selon Weisman (1992) [53], les chercheurs n'accordent d'importance qu'aux deux derniers mécanismes. Les modèles mécanistiques proposés sont donc classés en deux familles de modèles :

- La première famille suppose que le FCC résulte de l'assèchement de la paroi provoqué par la présence d'une couche de bulles sur la paroi (entassement de bulles (figure 2.1)),
- La deuxième famille suppose que le flux critique résulte de l'évaporation de la sous couche liquide située entre la paroi et les amas de vapeur durant le temps de passage de ces poches qui s'écoulent le long de la paroi (figure 2.2).

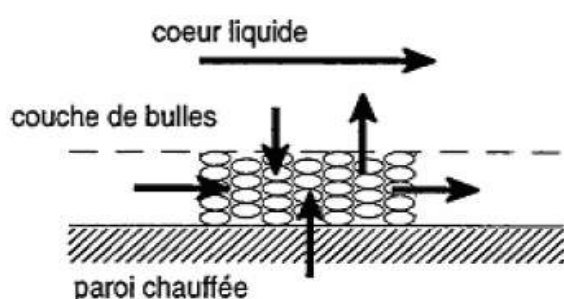


Figure 2.1 Mécanisme d'entassement de bulles [38]

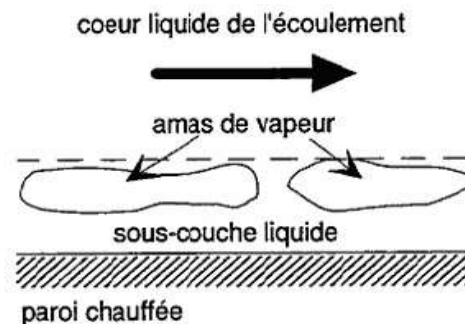


Figure 2.2 Mécanisme d'assèchement de la sous couche liquide [38]

2.4 Tableaux standardisés. (Look-up-table (LUT))

Les Tableaux de LUT fournissent la valeur du flux de chaleur critique en terme de quelques paramètres clés déterminés dans un format tabulaire. Les paramètres sont souvent la pression, le flux massique et la qualité. Les valeurs présentées sont normalisées à une seule configuration géométrique. Une fois que la valeur de FCC pour la condition normalisée est obtenue, les facteurs de correction sont ensuite appliqués pour des géométries définies et des conditions d'écoulement. Les conditions qui sont comprises entre les valeurs des tableaux sont déterminées par des méthodes d'interpolation.

Le développement de ces tableaux nécessite une base des données massives des valeurs expérimentales dans le but de couvrir une grande diversité des conditions de fluide. Les tableaux de LUT les plus communes développés sont celles de Groeneveld qui se composent de > 7 000 points. Ces tableaux sont en effet très puissants et utilisés dans de nombreux Logiciels du système thermo-hydraulique tels que RELAP5, RELAP5-3D et TRACE. Ils offrent des solutions qui ne sont pas coûteuses en termes de calcul et fournissent la couverture de la gamme de fonctionnement la plus large. La forme résultante de la valeur de FCC finale pour Groeneveld est représentée par l'équation 3.2 avec une variation de l'exposant du diamètre (D_{exp} selon la version du tableau utilisé).

$$q''_{FCC}(D_{exp}, P_{exp}, G_{exp}, x_{exp}) = q''_{FCC}(D = 8 \text{ mm}, P_{exp}, G_{exp}, x_{exp}) \left(\frac{D_{exp}}{8}\right)^{-1/2} \quad (2.46)$$

L'applicabilité des look-up-tables, comme les corrélations empiriques, doit être soigneusement examinée pour l'application visée. Les LUT de Groeneveld, par exemple, peuvent avoir autant que sept facteurs de correction appliqués pour tenir compte de diverses conditions géométriques et d'écoulement. Les LUT ne fournissent pas de réponses aux mécanismes physiques réels et, par conséquent, les tendances peuvent être biaisées ou même manquées lorsqu'elles sont appliquées à des conditions qui ne sont pas représentées exactement par les conditions dans lesquelles le tableau a été développé.

2.4.1 Principe de fonctionnement de LUT :

Un LUT de FCC est une base de données de FCC normalisée valable pour le flux montant vertical dans les tubes avec des diamètres intérieurs de 8 mm; donc, ils sont classés comme des méthodes empiriques pour la prédiction de FCC. Ils présentent plusieurs avantages:

- (i) Simples à utiliser.
- (ii) Efficaces sur le plan informatique.
- (iii) Large gamme d'applications.
- (iv) Peuvent être appliqués à des fluides non aqueux en utilisant une modélisation fluide à fluide.
- (v) Ils sont dérivés d'une très grande base de données [54].

En raison de ces multiples avantages, le LUT de FCC a été utilisé dans des nombreuses applications pratiques telles que les programmes informatiques utilisés dans les analyses de sûreté des réacteurs (CATHENA, CATHARE, RELAP5 / MOD3, THERMALHYDRAULIK), le calcul des marges d'exploitation et de sécurité des canaux de carburant et la conception du combustible nucléaire.

La première tentative de développer un LUT de FCC pour l'eau dans des tubes ronds a été réalisée par Doroshchuk et al. (1975) [55]. Les auteurs ont utilisé une base des données très limitée, ayant environ 5000 points expérimentaux. Leur LUT contenait des valeurs normalisées de FCC en fonction de la pression, de la qualité et du flux massique, pour des tubes avec des diamètres intérieurs de 8 mm.

D'autres améliorations et recherches sur le LUT de FCC ont été réalisées dans différents instituts de recherche ou universités de divers pays (CENG Grenoble, Université d'Ottawa, IPPE Obninsk, AECL Chalk River). Groeneveld et al. (1986) a développé le premier LUT de FCC EACL-UO basée sur environ 15000 points expérimentaux [56]. Ce tableau a ensuite été étendu au LUT de FCC 1995 (Groeneveld et al., 1996) en incorporant la base de données russe IPPE, le total ayant 22946 points des données [57]. Il couvrait une gamme de pression de 0,1 à 20 MPa, un flux de masse de 0 à 8 000 kg m⁻²s⁻¹ et une qualité de -0,5 à 1. Le LUT de FCC 1995 utilise le modèle semi-analytique de Katto (1992) [58] pour fournir la valeur de FCC du tableau à des conditions d'ébullition sous-refroidies. Kirillov et al. (1991) [59] a également produit une série des tableaux standardisés pour des tubes de 8 mm de diamètre intérieur, pour des pressions comprises entre 1 et 20 MPa, et des flux de masse de 500 à 7500 kg m⁻²s⁻¹ et des qualités de -0,5 à 0,9. Groeneveld et al. (2005) a publié une version améliorée de 1995 CHF LUT, avec une gamme de pression étendue jusqu'à 21 MPa, en fonction d'un plus grand nombre des entrées de LUT pour une meilleure précision d'interpolation et un meilleur traitement de la région de qualité limite (LQR) [54]. La base des données expérimentales pour la dérivation de LUT 2005 a été augmentée à plus de 33000 points des données.

2.4.1.1 Base des données du tableau standardisées :

Suite à l'élaboration du tableau standardisé de FCC de 1995 [60], un total de 33 nouveaux ensembles de données contenant 7545 données ont été acquis et inclus dans la banque de données du FCC de l'Université d'Ottawa. Toutes ces données ont été utilisées dans la dérivation du nouveau tableau standardisé de FCC. La base de données a d'abord été soumise aux critères de sélection (résumés dans le tableau 2.4):

(i) Valeurs acceptables pour le diamètre (D), le rapport L / D, la pression (P), flux massique (G) et qualité (X).

(ii) S'assurer que les données satisfont le bilan thermique (la puissance devrait être approximativement égale à [flux] × [enthalpie]).

(iii) Identification des valeurs aberrantes en utilisant la méthode des tranches [61]. La méthode «tranche» a été introduite pour examiner toutes les données derrière chaque entrée du tableau dans le tableau standardisé. Pour chaque pression nominale du tableau standardisé P_i et flux de masse nominal G_j , un graphique de qualité critique a été créé montrant toutes les valeurs expérimentales de FCC relevant de la pression et gammes de flux de masse de :

$$(P_i - 1 + P_i) / 2 < P_{exp} < (P_i + 1 + P_i) / 2 \text{ et } (G_j - 1 + G_j) / 2 < G_{exp} < (G_j + 1 + G_j) / 2 \quad (2.47)$$

après normalisation à P_i et G_j et $D = 8 \text{ mm}$.

Des données qui n'étaient pas évidemment d'accord avec la plus grande partie des données et du précédent tableau standardisé de FCC ont été étiquetées "outliers" et ont été exclues dans le processus de dérivation du tableau standardisé de FCC. La figure 2.3 montre un exemple de tranche. La même approche de tranche a été utilisée pour le FCC contre Pression (P) et FCC par rapport aux flux de masse (G).

(iv) Identification des données en double à l'aide de la méthode "tranche" les mêmes ensembles de données peuvent avoir été signalés par plus d'un auteur).

(v) Suppression des ensembles de données présentant une dispersion significative généralement en désaccord avec la majeure partie des données. Ces "mauvais" ensembles de données peuvent être dus à des conditions d'admission "lissé", qui peuvent donner lieu à des instabilités d'écoulement ou à une expérience médiocrement réalisée (par exemple, de grandes incertitudes dans l'instrumentation).

Comme le montre le tableau 2.4, un total de 8394 points de données, représentant 25% du nombre total de données de FCC disponibles, ont été considérés comme impropre à la dérivation du tableau standardisé de FCC de 2006 et ont été retirés au cours du processus de sélection.

Tableau 2.4 : Critères de sélection des données pour la dérivation des LUT

Paramètre	Critère de sélection (1995)	Critère de sélection (2006)	Nombre de données supprimées en raison de critère de sélection 2006
Nbr des données dans la base des données	25.63	33.17	
Nbr des ensembles des données dans la base des données	49	82	
D(mm)	3-25	Même	1420
P(MPa)	100-20,000	100-21,000	37
G(Kg/m ² s)	0-8000	Même	912
X	$X_{CHF} < 1$	Même	368
Température d'entrée (°C)	$T_{in} > 0.01$	Même	10
L/D $X_{in} < 0$	L/D > 80	>50->25	2214
L/D $X_{in} > 0$	pas accepté	>100	154
Bilan thermique	Erreur >5%	Même	619
Autres critères de suppression de données	Doublons	Doublons et valeurs aberrantes	1284
« Mauvais » ensembles des données supprimées	[62],[63],[64]	[64],[65]	326
Nbr des données acceptés pour la dérivation de LUT	23.11	24.78	T : 8394

2.4.1.2. Tableau de Skeleton

La dérivation du tableau standardisé de FCC nécessite un tableau de Skeleton pour fournir l'estimation initiale des valeurs du tableau standardisé de FCC. Les valeurs de FCC du tableau de Skeleton sont utilisées pour évaluer les pentes de FCC par rapport à P, G ou X. Les pentes sont utilisées pour extrapoler la mesure de FCC sélectionnée aux valeurs de P, G et X du tableau standardisé environnante comme décrit par Groeneveld et al [60]. Le tableau de Skeleton

fournit également les valeurs de FCC par défaut dans des conditions où aucune donnée expérimentale n'est disponible.

Le tableau de Skeleton fournit également les valeurs de FCC par défaut dans des conditions où aucune donnée expérimentale n'est disponible. Le tableau Skeleton est principalement basée sur le tableau standardisé de FCC de 1995 mais avec des corrections à la région sous-refroidie. Ces corrections étaient nécessaires parce que le tableau de Skeleton du tableau standardisé de FCC de 1995 était principalement basé sur l'équation de Katto [58], qui a par la suite révélé des discontinuités ou des inversions de tendance à certaines conditions, comme le montre la figure 2.3.

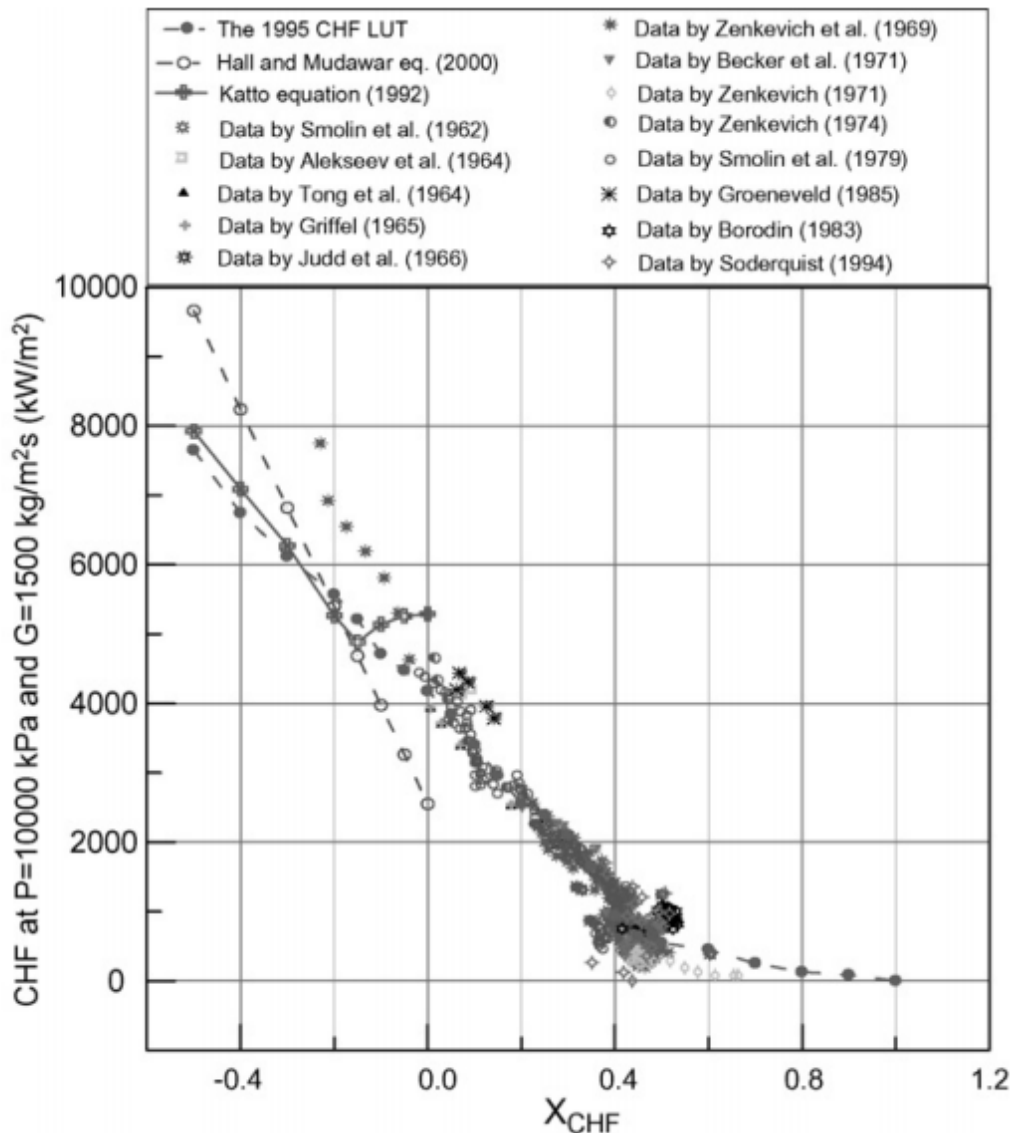


Figure 2.3 : FCC vs. X_{FCC} contenant une tranche du tableau standardisé de FCC1995 et les données expérimentales à $9500 < P_{exp} \leq 10,500$ KPa, $1250 < G_{exp} \leq 1750$ kg /m² s après la normalisation à $P = 10,000$ KPa, $G = 1500$ kg /m² s.

Les valeurs dans le tableau de Skeleton pour $G=0$ kg/m²s et $X < 0$ sont prédites en utilisant la corrélation de Zuber [66] avec le facteur de correction obtenu par Ivey et Morris [67]. Les valeurs de le tableau de Skeleton pour $G > 300$ kg/m²s et $X < 0$ sont maintenues ou remplacées par les valeurs prédites par l'équation de Hall et Mudawar [36], basées sur une observation visuelle des parcelles produites en découpant le tableau standardisé et les tendances des données [68]. Pour $0 < G < 500$ kg /m²s et $X < 0$, les valeurs du tableau de FCC sont établies en utilisant une interpolation linéaire entre celles à débit nul et 500 kg /m²s. Cela fournit une transition graduelle (lissé).

Par rapport au tableau standardisé de 1995, trois pressions supplémentaires (2, 4 et 21 MPa) et un flux de masse (750 kg/m²s) ont été ajoutés au tableau standardisé. Les valeurs de FCC du tableau de Skeleton pour des conditions de pressions de 2 et 4 MPa et de flux de masse de 750 kg /m²s ont été obtenues par interpolation linéaire. Les valeurs de FCC du tableau de Skeleton pour 21 MPa ont été interpolées en utilisant la tendance de FCC par rapport à la pression de l'équation de Zuber, qui était approximativement d'accord avec les tendances de FCC pour l'ébullition [56].

2.4.1.3. Dérivation du tableau standardisé de FCC

Les blocs de construction principaux du tableau standardisé de FCC sont la base de données filtrée, et le tableau de Skeleton, Les étapes suivantes ont été suivies dans le processus de dérivation du tableau standardisé:

- Le tableau standardisé de FCC de 1995, modifié comme décrit dans la section précédente, a été utilisé comme tableau de Skeleton.
- La base de données développée a été filtrée comme décrit dans la section 2.
- L'effet du diamètre du tube sur le FCC est pris en compte en utilisant le facteur de correction du diamètre:

$$\frac{FCC_D}{FCC_{D=8mm}} = \left(\frac{D}{8}\right)^{-1/2} \quad (\text{pour la plage de } 3 < D < 25 \text{ mm}). \quad (2.48)$$

En dehors de cette gamme, l'effet du diamètre semble être absent [69].

- Pour chaque ensemble des conditions du tableau standardisé (chaque combinaison de P_x, G_y et X_z), toutes les données expérimentales comprises dans la gamme $P_x - 1 < P_{exp} < P_x + 1, G_y - 1 < G_{exp} < G_y + 1$ et $X_z - 1 < X_{exp} < X_z + 1$ ont été sélectionnés. Chaque point expérimental de FCC a été corrigé des différences de pression ($P_{exp} - P_x$), de flux de masse ($G_{exp} - G_y$) et de qualité ($X_{exp} - X_z$), en utilisant les pentes du tableau du Skeleton. Le point corrigé recevait un poids proportionnel à $-\{(P_{exp} - P_x)(G_{exp} - G_y)(X_{exp} - X_z)\} / \{(P_x + 1 - P_x)(G_y + 1 - G_y)(X_z + 1 - X_z)\}$ pour chacun des quadrants entourant P_x, G_y et X_z et la valeur moyenne pondérée de FCC pour toutes les données corrigées entourant chaque entrée de tableau a été utilisée pour remplacer la valeur de FCC du tableau de Skeleton.

Tableau 2.5 Impact de l'ordre polynomial sur la prédiction de : (précision et lissage)

Ordre polynomial	Condition locale constante		Condition d'entrée constante		Indice de lissage			
	Nbr des données	Erreur %	Nbr des données	Erreur %	e_M	σ_q		
							e_M	σ_q
1	24.781	3.50	38.34	24.781	0.35	8.23	0.09	11.5
2	24.781	5.53	38.27	24.781	0.78	8.11	0.101	10.8
3	24.781	6.94	38.42	24.781	1.00	8.32	0.107	11.6
4	24.781	6.60	37.24	24.781	0.98	8.32	0.116	13.1
5	24.781	6.44	36.54	24.781	0.99	8.28	0.138	15.7

Le tableau de FCC mis à jour n'est pas lisse et affiche une variation irrégulière (sans base physique) dans les trois gammes paramétriques: pression, flux massique et qualité. Ces fluctuations sont attribuées à la dispersion des données, aux différences systématiques entre différents ensembles de données et aux effets possibles des paramètres de second ordre tels que la longueur chauffée, les conditions de surface et l'instabilité de l'écoulement.

De fortes variations du FCC ont également été observées à certaines des frontières entre les régions où des données expérimentales sont disponibles et les régions où des corrélations et des extrapolations ont été utilisées. Avant de finaliser le tableau standardisé de FCC, un lissage a été appliqué par la procédure développée par Huang et Cheng [70].

Le principe de la méthode de lissage consiste à ajuster trois polynômes à six entrées de tableau dans chaque direction paramétrique. Les trois polynômes se croisent à l'entrée de la table, où la valeur du FCC est ensuite ajustée. Cela a entraîné une amélioration significative du lissage du tableau standardisé. Un polynôme de troisième ordre a été utilisé pour lisser le tableau standardisé de FCC de 1995. Cependant, des comparaisons récentes ont montré qu'un polynôme de premier ordre aboutit à un tableau plus lisse sans perte significative de précision de la prédiction, voir le tableau 2.5.

L'application du processus de lissage aux entrées du tableau dans toutes les conditions a supprimé la discontinuité aux limites de la région de qualité limite (LQR), aboutissant à une tendance non représentative aux données expérimentales. Pour maintenir la tendance physique des entrées du tableau au LQR, un tableau intermédiaire a été créé pour maintenir les changements les plus abrupts aux limites du LQR, extrapolés aux qualités du tableau standardisé les plus proches. De plus, entre la qualité maximale du LQR et $X = 0,9$, un changement progressif vers les valeurs du tableau de Skeleton a été appliqué.

Un peu de lissage a dû être appliqué par la suite pour éviter une fluctuation du FCC avec la pression et le flux massique. La figure 2.4 illustre le changement prévu dans le tableau standardisé avant d'appliquer le lissage supplémentaire.

Le tableau standardisé final de FCC [54]. Quatre niveaux d'ombrage ont été appliqués pour mettre en évidence les régions d'incertitude. Les entrées non ombrées représentent les zones dérivées directement des données expérimentales et ont donc le moins d'incertitude. Les régions gris clair représentent des valeurs calculées basées sur des méthodes de prédiction sélectionnées

qui fournissent des prédictions raisonnables dans des conditions voisines où des données expérimentales sont disponibles. L'incertitude dans cette région dépend du niveau d'extrapolation des régions basées sur les données. On s'attend à ce qu'il soit petit à des conditions légèrement au-delà de la plage de données, mais devient important car l'extrapolation est plus loin que cette plage. Les régions grises moyennes représentent les conditions où les valeurs de FCC étaient souvent impossibles à obtenir, y compris (i) les conditions où le flux critique peut exister, et (ii) les enthalpies de refroidissement où la masse du liquide commence à devenir solide ($T_{bulk} < 0.01$) $G = 0$ où le concept de qualité d'écoulement devient imaginaire. Ces régions sont incluses uniquement pour améliorer la précision d'interpolation des autres régions. L'extrapolation dans la région grise moyenne doit être évitée. Enfin, les entrées ayant un fond noir représentent le LQR, où des changements rapides de la courbe de FCC par rapport à la courbe de qualité peuvent être observés.

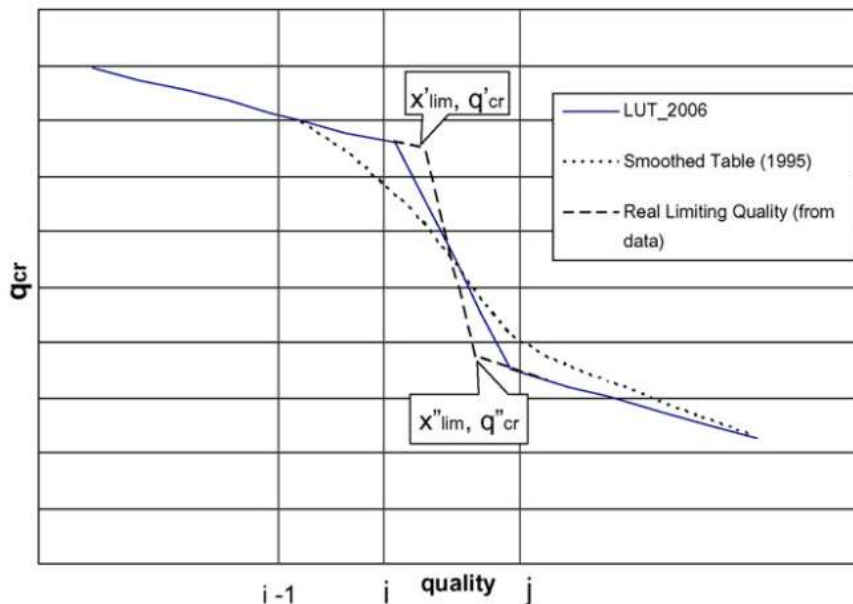


Figure 2.4 Illustration de la dérivation des valeurs du tableau standardisé de FCC 2006 au LQR.

2.4.1.4. Précision de prédiction

Il existe deux méthodes pour évaluer la précision de prédiction du tableau standardisé de FCC:

- (i) Basée sur des conditions locales constantes (c.-à-d. Qualité critique constante)
- (ii) Basée sur des conditions d'entrée constantes (température ou entrée constante enthalpie).

La méthode (i) est parfois appelée méthode de substitution directe (DSM), tandis que la méthode (ii) est également appelée méthode de bilan thermique (HBM).

La prédiction de FCC basée sur les conditions locales constantes est la plus simple à appliquer. Le FCC prédit pour chaque point de données expérimentales en question (D_{exp} , P_{exp} , G_{exp} , X_{exp}) est d'abord trouvé en utilisant le tableau standardisé de FCC aux conditions d'écoulement locales pour un tube de 8 mm de diamètre en utilisant une interpolation directe

entre les valeurs matricielles de P, G, et X. Ensuite, le FCC est corrigé pour l'effet de diamètre comme suit:

$$FCC(D_{exp}, P_{exp}, G_{exp}, X_{exp}) = FCC(D = 8, P_{exp}, G_{exp}, X_{exp}) \left(\frac{D_{exp}}{8}\right)^{-1/2} \quad (2.49)$$

La prédiction de FCC basée sur des conditions d'entrée constantes est obtenue par itération avec l'équation de bilan thermique en utilisant les étapes suivantes:

- Estimer le flux de chaleur (si vous ne savez pas comment faire une estimation, supposer $FCC = 500 \text{ kW/m}^2$)

- Calculer la qualité en fonction du flux thermique estimé, du flux de masse et du sous-refroidissement de l'entrée:

$$X = \frac{H - H_f(P_{exp})}{H_{fg}(P_{exp})} = 4 \frac{q_{est} L_{h,exp}}{G_{exp} H_{fg}(P_{exp}) D_{exp}} - \frac{\Delta H_{in,exp}(T_{in,exp})}{H_{fg}(P_{exp})} \quad (2.50)$$

- Notons que la qualité telle que définie ci-dessus est la qualité thermodynamique, qui sera négative pour les conditions de sous-refroidissement.

- La première estimation de FCC est calculée à partir du tableau standardisé de FCC à des conditions de débit locales ($D = 8 \text{ mm}$, P_{exp} , G_{exp} , X) corrigées pour le diamètre

$$q_{pre}(D_{exp}, P_{exp}, G_{exp}, X) = FCC(D = 8, P_{exp}, G_{exp}, X) \left(\frac{D_{exp}}{8}\right)^{-1/2} \quad (2.51)$$

- Réévaluer la qualité en utilisant la moyenne de la valeur prédite et la valeur du flux de chaleur précédente, et retrouver le FCC.

- Continuons ce processus d'itération jusqu'à ce que la valeur du flux de chaleur commence à converger vers une valeur unique.

2.4.2 Comparaison de CHF LUT avec d'autres méthodes de prévision

Un choix approprié entre les différentes corrélations de prédiction disponibles repose sur les critères suivants:

- Précision.
- Intervalle de validité.
- Mise en œuvre facile dans les applications informatiques.
- Polyvalence

Des nombreuses études ont été réalisées en évaluant la précision du LUT de FCC par rapport à d'autres méthodes alternatives, à savoir les modèles de FCC et les corrélations empiriques ou semi-empiriques.

Une comparaison de LUT de FCC 1995 avec divers LUT (Doroshchuk, 1975, Groeneveld, 1986, Kirillov, 1989, 1991) [55, 56, 59] et des corrélations empiriques (Becker, 1965, Biasi, 1967, Bowring, 1972) [34, 32, 26] a été réalisée par Groeneveld et al. (1996) [57]. L'évaluation des erreurs était basée sur une méthode de bilan thermique. Le nombre des données expérimentales testées a été sélectionné en fonction de LUT et de la gamme de validité de corrélation. Les résultats sont résumés dans le tableau 2-6:

Tableau 2.6: Comparaison entre LUT et d'autres corrélations empiriques.

	Gamme de diamètre (mm)	# des données	Erreur (%)	
			Moyenne	RMS
Doroshchuk et al. Tableau (1975b)	4-16	7419	-0.63	11.02
Le tableau des FCC de 1995	4-16	7419	0.2	5.33
Tableau de 1977 USSR Académie de science	4-16	8848	-0.26	9.51
Le tableau des FCC de 1995	4-16	8848	0.46	5.13
Groeneveld et al. Tableau (1986a)	4-32	22452	1.59	9.49
Le tableau des FCC de 1995	4-32	22452	0.48	7.38
Kirillov et al. Tableau (1989a)	4-20	17299	2.01	10.93
Le tableau des FCC de 1995	4-20	17299	0.75	7.08
Kirillov et al. Tableau (1989b)	4-20	18094	0.13	9.6
Le tableau des FCC de 1995	4-20	18094	0.69	7.13
Kirillov et al. Tableau (1991a)	4-20	19295	1.41	8.87
Le tableau des FCC de 1995	4-20	19259	0.77	7.11
Kirillov et al. Tableau (1991b)	4-20	18818	1.39	8.94
Le tableau des FCC de 1995	4-20	18818	0.89	7.13
Biasi et al. Corrélation (1967)	3-37	14977	6.48	14.38
Le tableau des FCC de 1995	3-37	14977	0.38	8.17
Becker corrélation (1965)	4-25	11221	5.24	12.48
Le tableau des FCC de 1995	4-25	11221	-1.14	7.19
Bowring corrélation (1972)	2-45	13129	37.61	49.05
Le tableau des FCC de 1995	2-45	13129	-0.23	6.80

Comme il est indiqué dans le tableau 2.6, le LUT de FCC 1995 a été la meilleure méthode de prédiction de FCC au moment de sa publication. Depuis lors, les corrélations empiriques et les LUT ont été améliorées, mais les LUT ont conservé leur supériorité.

Une évaluation indépendante du LUT de FCC 1995 a été réalisée par Baek et al. (1997) [71]. Baek a utilisé la base des données expérimentale KAIST, contenant 10820 points des données. En général, l'évaluation de Baek est étroitement conforme aux résultats rapportés par les auteurs de LUT de FCC 1995.

Le HBM a donné une erreur RMS de 8%, très proche de 7,82%, rapporté par Groeneveld et al [60]. De plus, Baek a calculé la moyenne et l'erreur RMS en utilisant la méthode de substitution directe (DSM), en trouvant respectivement 4,2% et 36,7%.

Chun et al. (1997) [72], après une comparaison de l'LUT de CHF 1995 avec des différentes méthodes de prédiction de flux de chaleur critique a conclu que, dans l'ensemble, le LUT de FCC montre les résultats les plus prometteurs.

La comparaison a été faite pour des méthodes de bilan thermique (HBM) et Méthode de substitution directe (DSM). La base des données expérimentales comprend 479 des points de FCC obtenus sur l'ensemble des paquets de Westinghouse. Pour comparaison avec les données expérimentales, le FCC pour les tubes ronds calculé selon diverses méthodes mentionnées ci-dessus a été corrigé en employant différents facteurs spécifiques: diamètre, géométrie, rondelle, longueur chauffée, distribution du flux axial, paroi froide. Les auteurs ont défini:

$$R = \frac{q_{\text{prédit}}}{q_{\text{mesuré}}} \quad (2.52)$$

$$\bar{R} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i \quad (2.53)$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (R_i - \bar{R})^2} \quad (2.54)$$

Leurs résultats sont résumés dans le tableau 2.7. Noter que le LUT de FCC présente les écarts types les plus bas, tant pour HBM que pour DSM.

Tableau 2.7 : Comparaison entre la précision de LUT et certaines autres corrélations de FCC (Chun, 1997) [61] :

	HBM			DSM		
	# des données	R	S	# des données	R	S
LUT de FCC 1995	479	0.971	0.066	479	0.931	0.171
Biasi	240	0.969	0.071	240	1.000	0.189
Katto	479	0.904	0.099			
Line et al	445	0.968	0.073	339	0.918	0.341
Weisman & Ting	407	1.206	0.161	471	1.624	0.416

Une évaluation plus récente de la région sous-refroidie de 1995 LUT de FCC par Hall et Mudawar (2000) [35] qui ont utilisé la base des données PU-BTPFL, contenant environ 5400 points de données pour la région sous-refroidie ($x < 0$) et a comparé la précision des corrélations de FCC de Hall-Mudawar (voir 2.43) et LUT 1995 de FCC. Ils ont conclu que le LUT 1995 de FCC était moins précis que les corrélations Hall-Mudawar pour les FCC sous-refroidies et avait une plus petite gamme de conditions d'écoulement. L'erreur absolue moyenne de LUT était 37,5% et l'erreur de RMS de 72,5% pour la région de sous-refroidissement, beaucoup plus élevée que la corrélation de condition locale (20% et 15%, respectivement). Noter que la gamme de diamètre pour LUT est entre 3 et 25 mm DI, tandis que pour le Hall-Mudawar, il se situe entre 0,25 et 15 mm, de sorte que l'erreur peut être agrandie par le facteur de correction du diamètre. Dans la région sous-refroidie, le LUT 1995 de FCC repose sur la corrélation de Katto (1992) [58], ce qui est moins précis que la corrélation Hall-Mudawar (1999) [36].

Groeneveld et al. (2001) [54] ont dérivé une version améliorée du LUT de FCC basée sur la corrélation de Hall-Mudawar pour la zone de faible qualité et cette approche a été utilisée depuis lors pour les versions les plus récentes de LUT de FCC.

Chandrakar et al. (2000) [73] ont comparé le LUT 1995 de FCC avec certaines corrélations empiriques de FCC bien connues, à savoir Janssen-Levy, Hench-Levy, Biasi, Bowring, Zenkevitch, Macbeth (faible débit, débit élevé) et W-3. La comparaison a été effectuée en utilisant à la fois DSM et HBM.

Leurs résultats sont résumés dans le tableau 2-8.

Tableau 2.8: Comparaison entre les corrélations de FCC/ LUT de FCC

Corrélation	Méthode	# des données	Erreur moyenne / erreur moyenne absolue	Erreur quadratique moyenne (RMS)
Tableau de correspondance	DSM	5953	-5.5/21.0	27.57
	HBM	5232	-4.4/8.5	13.8
Janssen-Levy	DSM	220	-28.3/37.1	35.9
	HBM	216	-6.2/16.6	19.2
Hench-Levy	DSM	88	24.5/44.1	35.8
	HBM	85	-9.1/19.1	21.7
Biasi	DSM	5280	-7.0/20.9	28.2
	HBM	3748	-0.22/5.3	6.9
Bowring	DSM	4783	18.0/27.7	36.7
	HBM	2558	1.88/5.52	7.23
Zenkevitch	DSM	402	22.1/27.2	29
	HBM	402	-7.3/13	17.1
Machbeth (bas flux massique)	DSM	364	35.2/45.4	52.2
	HBM	32	12.1/1.56	2.16
Machbeth (flux massique élevée)	DSM	3763	15.3/24.1	33.6
	HBM	2401	-1.75/4.9	6.52
W-3	DSM	286	21.2/32.4	25.2
	HBM	174	-6.7/9.12	11.45

D.C. Groeneveld et al.(2001) ont amélioré de manière significative le LUT de FCC 1995 pour obtenir la version la plus récente de LUT de FCC LUT de FCC 2006 [54], basée sur une base des données contenant plus de 30 000 points des données et fournit des valeurs de FCC sur 24 pressions, 20 flux de masse et 23 qualités, couvrant toute la gamme des conditions d'intérêt pratique. En outre, le LUT de FCC 2006 a traité plusieurs préoccupations concernant les tableaux précédents de LUT de FCC créés dans la littérature. Les principales améliorations du LUT de FCC 2006 sont les suivantes:

- Une qualité renforcée de la base des données (procédures de sélection améliorées, suppression des valeurs aberrantes clairement identifiées et les données en double).
- Augmentation du nombre des données dans la base de données (une addition de 33 ensembles de données récents).

- Une prédiction significativement améliorée de FCC dans la région sous-refroidie et la région de qualité limitante.
- Un nombre accru d'intervalles de pression et de flux massique (augmentant ainsi les entrées FCC de 20% par rapport au LUT de FCC 1995).
- Une lisibilité améliorée du LUT.

2.5 Interpolation des données du tableau standardisé de flux de chaleurs critique.

Nous avons utilisé un outil informatique pour élaborer un programme d'interpolation destiné aux chercheurs dans le but d'ajouter de nouveaux points de données dans une plage d'un ensemble de points de données connus de flux de chaleur critique déterminé dans le tableau standardisé pour arriver aux nouvelles valeurs de flux de chaleurs critique lors de la saisie des valeurs de Pression, flux massique et Titre thermodynamique comme des entrées. (Voir Annexe A)

On peut donc utiliser cette technique pour remplir les données manquantes, lisser les données existantes, effectuer des prédictions, effectuer des comparaisons ...etc.

Syntaxe utilisé :

$$CHF = \text{interp}_n(x_1, x_2, x_3, CHF, x_{10}, x_{20}, x_{30})$$

Gamme d'interpolation :

Pression entre [100 & 21000]

Flux massique entre [0 & 8000]

Titre thermodynamique entre [-0.5 & 1]

2.6 Conclusion :

Dans le présent chapitre, nous avons exposé les différentes méthodes de prédiction de flux de chaleur critique :

- Prédiction du flux critique par l'approche mécaniste,
- Prédiction du flux critique par l'approche empirique.
- Prédiction de flux de chaleur à partir de LUT

Les corrélations développées pour prédire la densité de flux critique sont de deux types :

- corrélations dites locales dépendantes des paramètres locaux de la crise d'ébullition,
- corrélations dites descriptives dépendantes des paramètres expérimentaux.

Malgré la complexité de développement de LUT, on constate que ces résultats sont les plus prometteurs.

Chapitre 3 Etude Paramétrique

3.1 Introduction

De nombreux aspects du phénomène de FCC sont bien compris et des modèles de prédiction raisonnables ont été développés. Cependant, en raison de la nature complexe du phénomène, le FCC fait toujours l'objet de la recherche la plus active et le domaine d'application est en constante expansion.

Les tendances paramétriques sur le flux de chaleur critique (à basse pression et à bas flux massique) n'ont pas suffisamment été décrites par des travaux antérieurs, en particulier pour les effets de pression, diamètre, longueur chauffée, et titre critique. Dans ce chapitre, nous présentons les dispositifs expérimentaux d'une part. Et d'autre part, nous exposons les tendances paramétriques qui sont : l'effet de la pression, la sous-saturation, le flux massique, la géométrie du canal et le titre critique.

3.2 Les dispositifs expérimentaux

3.2.1 Les essais de Stein et Yildiz [74,75]

Stein et Yildiz ont utilisé un dispositif expérimental qui consiste en un tube rond circulaire vertical, chauffé uniformément par effet Joule et relié à un circuit de vapeur d'eau. La figure 3.1 illustre la section chauffée du tube qui est équipée de thermocouples reliés à la paroi externe du tube à des intervalles réguliers. Chaque thermocouple est entouré d'une gaine afin d'assurer une meilleure conductivité thermique et une meilleure isolation électrique, de même que le courant électrique qui circule dans la section d'essai est isolé de la soudure des thermocouples. Le générateur alimentant la section de tube chauffée par effet Joule est équipé d'un shunt permettant de convertir l'intensité du courant en tension puis mesurée par un système d'acquisition de données automatisé.

La tension entre les deux électrodes de chauffage est également mesurée par la centrale d'acquisition. En considérant le tube comme résistif seulement, ces deux grandeurs permettent de calculer la puissance de chauffage. Les plages de la collection expérimentale :

- $P = 0.11 - 0.7$ MPa
- $G = 25 - 300$ $kg/m^2.s$
- $\Delta T_{sub} = 15 - 50$
- $\Phi_{CHF} = 23,22 - 470,05$
- $X_{cr} = - 0,066 - 1$

3.2.2 Critère de la couche poreuse utilisée :

Une surface poreuse est une surface contenant de nombreuses cavités de petites dimension (de quelques micromètres) et un grand rapport surface sur volume. Cette technologie est utilisée pour améliorer les coefficients de chaleur en milieu diphasique [76]. En effet, un grand nombre de cavité de taille contrôlée sur la paroi permet une augmentation importante du taux d'ébullition. Cela permet également de diminuer la surchauffe à proximité de la paroi.

Cependant, du point de vue du flux de chaleur critique, une augmentation de l'ébullition n'est pas toujours souhaitée. En effet, à des titres faibles, une trop grande quantité de bulles peut créer une couche isolante et provoquer ainsi un flux de chaleur critique par caléfaction. Au contraire, dans certains cas, les surfaces poreuses facilitent le détachement des bulles de la paroi [77]. De plus, à des titres élevés, les surfaces poreuses permettent d'améliorer l'écoulement du film de liquide par capillarité. Cette technique permet ainsi de freiner la formation de taches sèches locales.

De nombreuses études ont été effectuées concernant les flux de chaleurs critique en réservoir. Des améliorations importantes des valeurs de FCC ont pu être consacrées aux surfaces poreuses en convection forcée. Cette technique présente le désavantage de nécessiter une surface très propre et qui ne s'altère pas dans le temps. Cela pose donc des problèmes pour les applications industrielles telles les centrales nucléaires.

Les matériaux du tube sont variés comme suivant : Acier 1X18H9T pour Yildiz et l'Inconel 600 pour Stein . Les caractéristiques de ces deux matériaux du tubes sont cités en détaille sur l'annexe B.

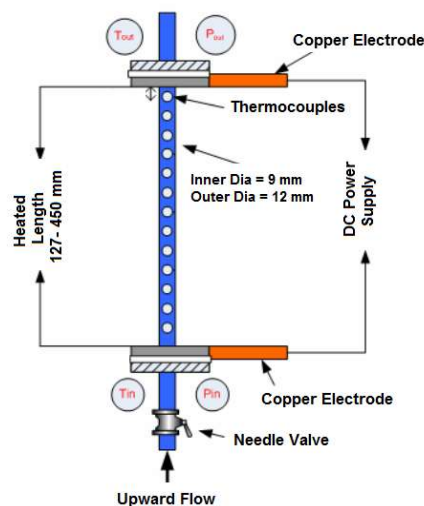


Figure 3.1 – Schéma de la section d'essai

3.3- Effet paramétrique :

3.3.1 Effet de la couche poreuse sur le flux de chaleur critique :

Sous certaines conditions, un (FCC) peut être considéré comme un système fermé influencé par quatre facteurs indépendants (Pression, Flux massique, Ratio L/D, Sous refroidissement).

Le plan principal utilisé dans cette étude était un plan factoriel à deux niveaux. Au début un plan d'expérience pour les expériences avec un tube lisse et avec un tube poreux a été réalisé. Environ 1125 points de données expérimentales pour l'eau à basse pression et bas flux massique dans les tubes verticaux uniformément chauffés ont été sélectionnés de la littérature mondiale. On a conclu que, dans chacun de ces tubes, le comportement opérationnel de FCC est

principalement influencé par quatre facteurs d'entrée indépendants et leurs interactions qui varient selon la dépendance avec le type de tube.

Le cas de l'utilisation de tube poreux était le plus important dans le processus de FCC. Une grande différence dans le cas des autres facteurs changeant le comportement de la FCC a été trouvée dans le cas du tube lisse et du tube poreux. Ainsi, ce plan d'expérience a été séparé en deux, d'abord pour le cas du tube lisse et le second pour le tube poreux. Dans la figure 3.2 et 3.3 il existe des graphiques de Pareto pour ces deux conceptions. On peut voir que le flux massique, et le rapport entre la longueur du tube chauffée et le diamètre du tube sont les facteurs les plus importants dans les deux cas. Le même niveau significatif $\alpha = 0,05$ a été utilisé. La barre du facteur ou l'interaction entre les facteurs, qui dépasse la ligne rouge dans le diagramme de Pareto est significative et les autres sont non-significatives.

Dans des expériences avec un tube lisse illustré sur la figure 3.2, les facteurs les plus significatifs sont : le flux massique, rapport entre la longueur du tube chauffée et le diamètre du tube, la pression et l'interaction entre le flux massique et la pression, et le flux massique avec le rapport longueur du tube chauffée sur le diamètre du tube.

Lorsque le tube poreux a été utilisé représenté sur la figure 3.3, les mêmes facteurs et interactions (dans le cas d'un tube lisse) ont influencé intensément le comportement de FCC dans l'ensemble des données utilisées (Les gammes des données expérimentales collectées). La valeur de FCC a beaucoup varié.

Dans la fig. 3.4 et 3.5, il existe des graphiques des effets principaux pour le FCC (en cas de tube lisse). Les valeurs sur l'axe vertical sont des valeurs de FCC et les données horizontales appartiennent au facteur écrit en haut de chaque fenêtre. Ce sont les résultats pour le plan factoriel à 2 niveaux, donc il n'y a que des courbes linéaires.

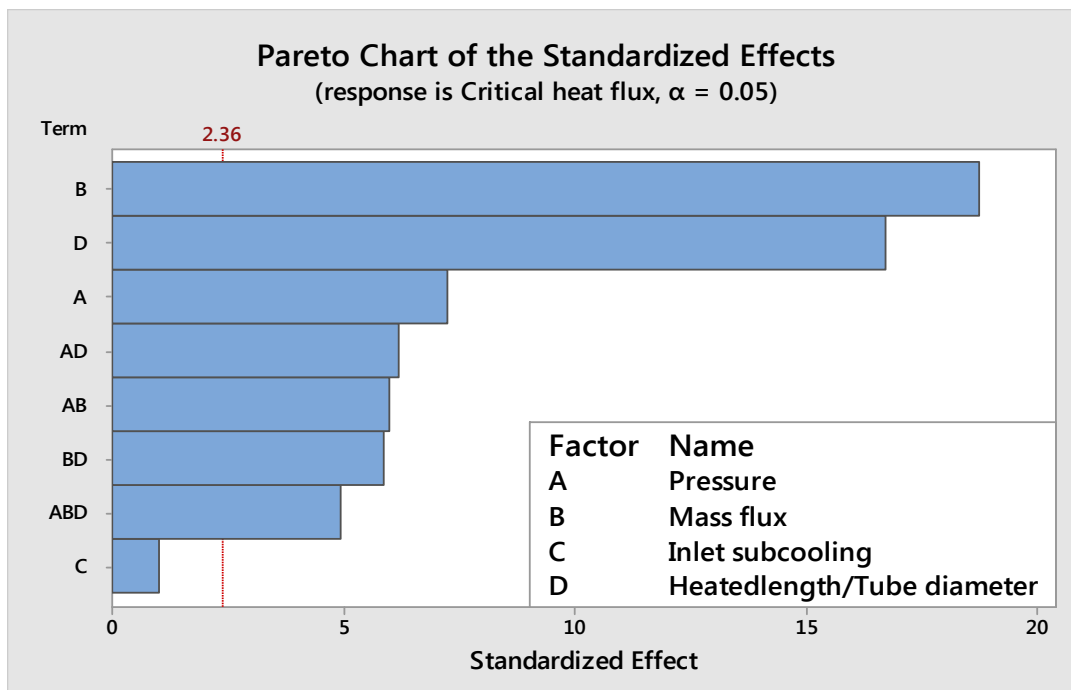


Figure 3.2 Diagramme de Pareto des effets normalisés (tube lisse).

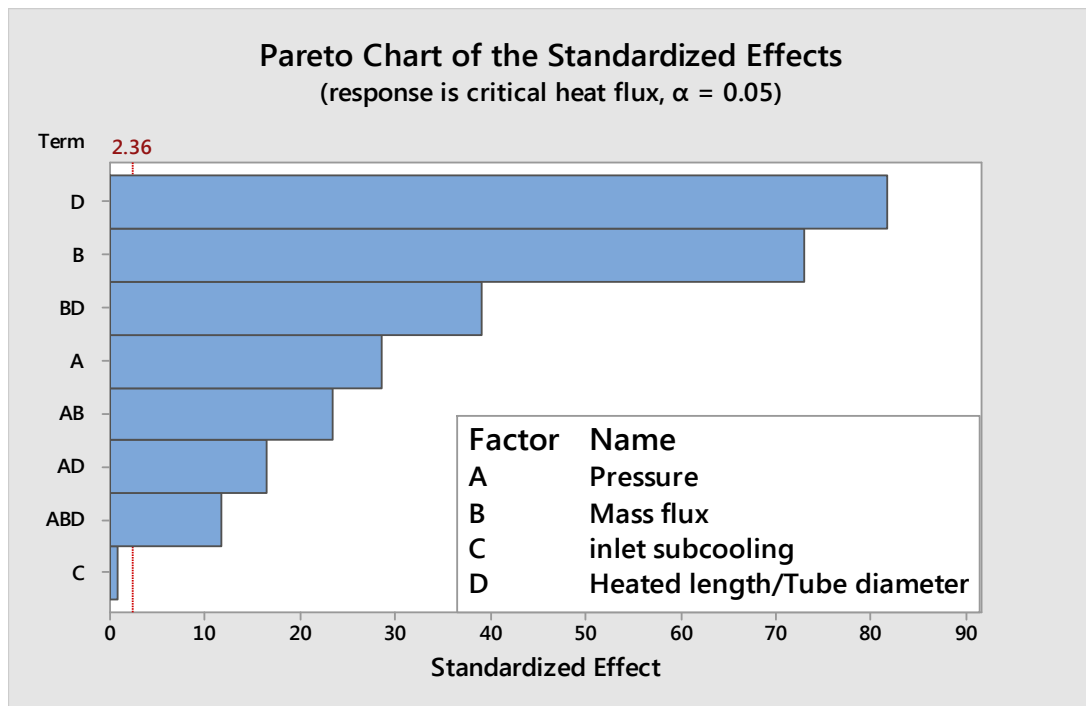


Figure 3.3 Diagramme de Pareto des effets normalisés (tube poreux dp = 60-80).

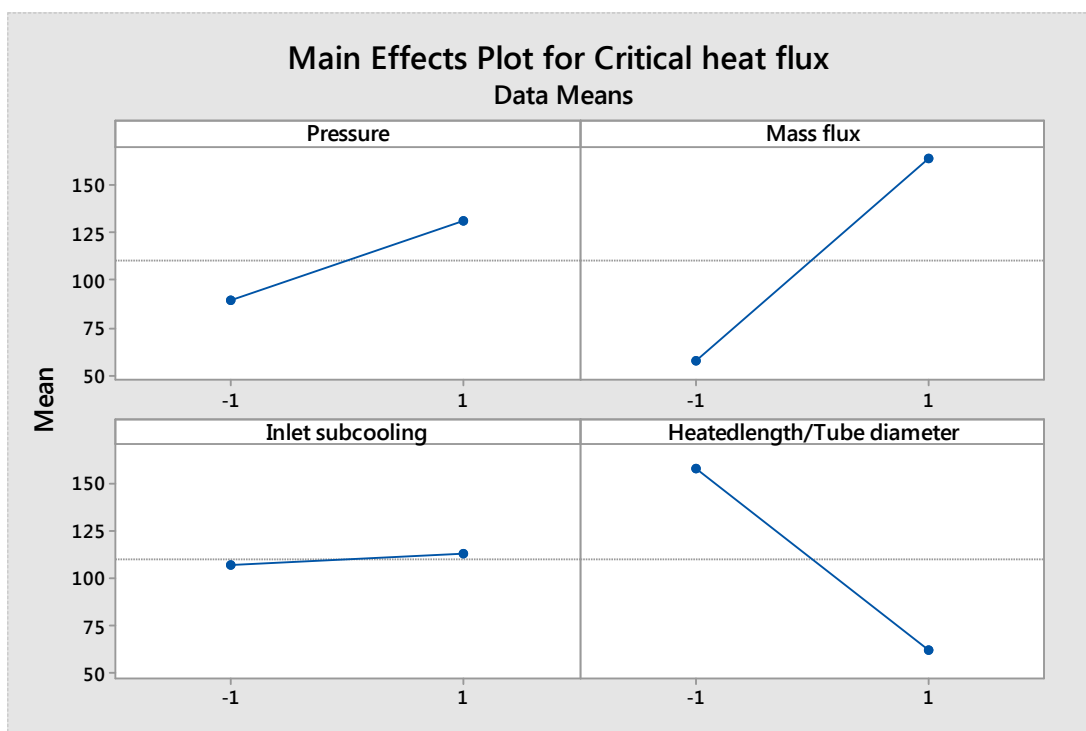


Figure 3.4. Graphique des effets principaux pour FCC moyennes des données, tube lisse

Il y a un effet d'un facteur, lorsque la valeur de la réponse (FCC) varie avec la variation du niveau de facteur. Par exemple, dans la figure 3.4., la valeur du FCC pour le niveau inférieur (-1) de la pression est de 89.3957 et 131.039 pour le niveau supérieur (+1). La ligne augmente. Il en va de même pour le flux massique et le sous-refroidissement. Dans les deux cas (avec le tube lisse et avec le tube poreux) l'augmentation de rapport entre la longueur du tube chauffée et le diamètre du tube entraîne une diminution du FCC.

Dans la Figure 3.6, il y a les interactions des paires de facteurs. Lorsque l'effet d'un facteur est le même pour tous les niveaux du second facteur, il n'y a pas d'interaction. Deux lignes (rouge et bleu) sont parallèles dans ce cas. Par exemple, entre le flux massique et le sous-refroidissement. L'interaction significative semble être entre chacun des autres facteurs, c'est-à-dire entre la pression et le flux massique, et entre le flux massique et la longueur du tube chauffée / diamètre du tube. Ceci est également illustré dans le diagramme de Pareto, figure 3.2. La ligne rouge est simultanée à la ligne bleue. L'utilisation d'un tube poreux provoque une plus grande variabilité du comportement des FCC.

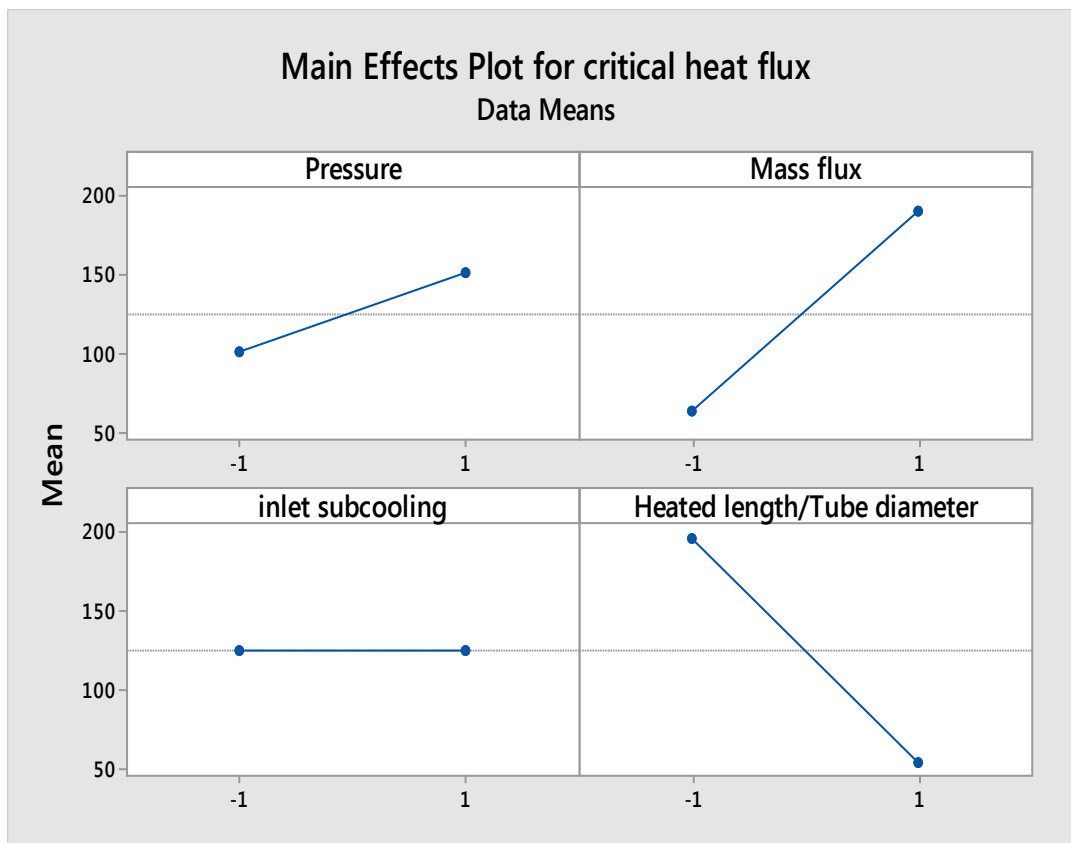


Figure 3.5. Graphique des effets principaux pour FCC moyennes des données, tubes poreux

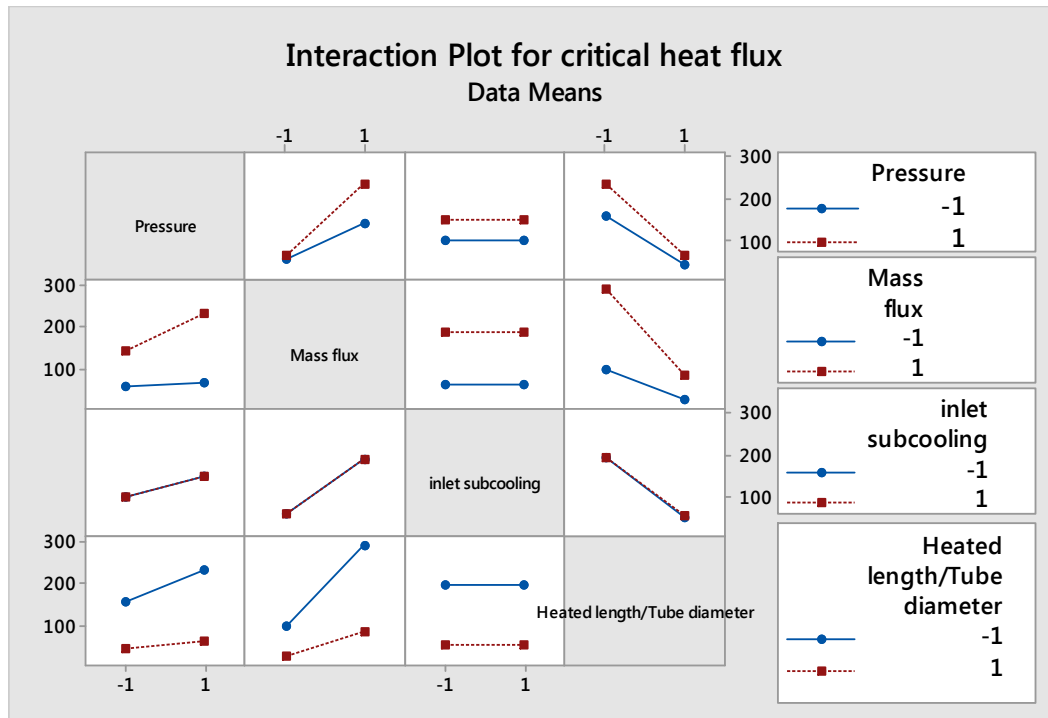


Figure 3.6. Diagramme des interactions pour FCC moyennes des données, tubes poreux

3.3.2 Effet du flux massique sur le flux de chaleur critique :

Un plan factoriel complet 2^3 est utilisé pour préparer les tests de FCC, où nous avons stipulé trois niveaux pour chaque variable utilisée (-1, 0 et +1 pour Pression, température de sous-refroidissement d'entrée et le rapport L / D) en cas d'utilisation des tubes verticaux couverts avec couche poreuse, comme décrit dans le tableau 1. L'effet de l'interaction entre les facteurs a également été pris en compte puisque le flux de chaleur critique serait clair dans un plan factoriel complet qui entre dans le cadre de cette étude. Pour l'analyse de ces données, un logiciel statistique (Minitab version 17) a été utilisé.

Chang et al. (1991) [78] et Kim et al. (2000) [79] ont rapporté que le FCC augmente presque linéairement avec le flux massique pour les conditions d'entrée et de sortie constantes. Selon la recherche menée par Kim, l'effet de flux massique est plus fort pour les faibles rapports L / D . Mishima et al. (1985) [80] ont effectué des expériences sur une section d'essai de 6 mm de diamètre intérieur et ont constaté qu'à des flux massiques très faibles, le FCC augmente très rapidement à mesure que le flux massique augmente jusqu'à $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Après $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, l'augmentation est beaucoup plus lente. Aux faibles sous-refroidissements, certaines parcelles montrent une légère diminution de FCC jusqu'à $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$, et une augmentation monotone pour les flux massique plus élevés.

Moon's et al. (1996) [81] ont démontré que le FCC de haute qualité augmente avec le flux massique dans la région à très faible débit massique, puis diminue fortement jusqu'à un minimum puis augmente graduellement.

Tableau 3.1 Facteurs et niveaux indépendants utilisés dans la conception expérimentale pour les tests FCC en cas de tube poreux.

Factors	-1	0	+1
Pression [MPa]	0.1	0.4	0.7
T sat [K]	15	32.5	50
Rapport L/D	14	32	50

L'analyse de (Figure 3.7a) indique que le rapport L / D est le facteur le plus important qui influence le FCC lorsque (flux massique = 50 kg/m².s) est utilisé dans le cas des tubes verticaux couverts avec couche poreuse. La pression semble être moins importante pour le développement du flux de chaleur critique dans les mêmes conditions. Ce résultat est similaire à celui obtenu en cas de (flux massique = 200 kg / m².s) (Figure 3.7b), où le rapport L / D semble être la variable la plus importante. La pression, la température de sous-refroidissement de l'entrée et toutes les interactions entre les facteurs semblent être moins importantes dans le cas des tubes verticaux couverts avec couche poreuse, quelle que soit la valeur de flux massique utilisée.

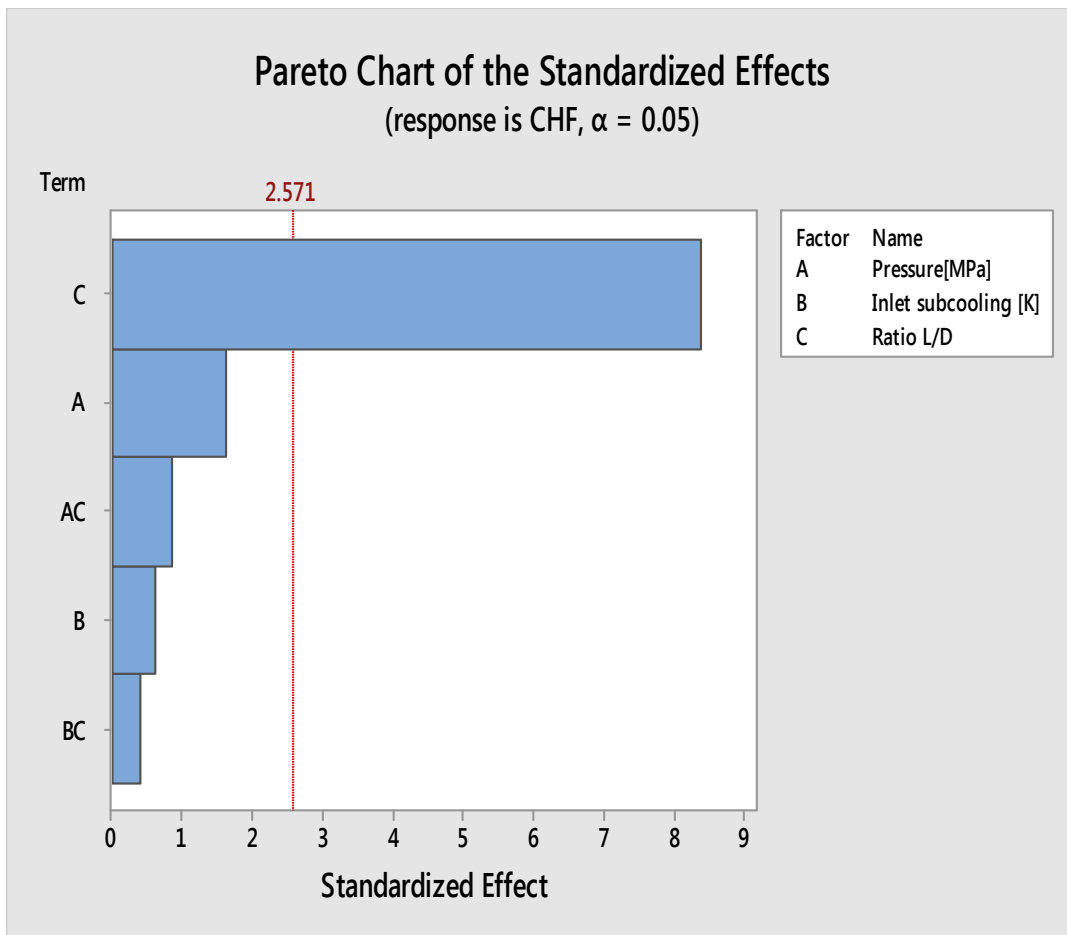


Figure 3.7a Diagramme de Pareto des effets normalisé (Flux Massique “G=50kg/m²s”)

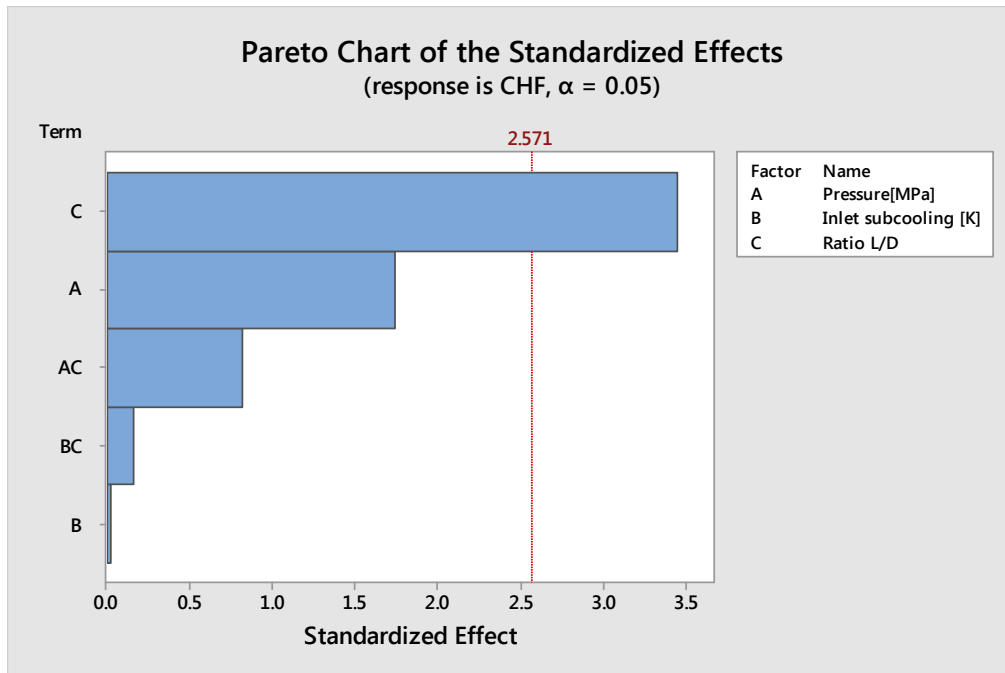


Figure 3.7b Diagramme de Pareto des effets normalisé (Flux Massique “ $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ”)

Les graphiques des effets principaux pour le FCC sont également représentés (dans le cas du tube à revêtement poreux, lorsque les deux valeurs de flux massique “ $50\text{ Kg/m}^2\text{s}$ et $200\text{ Kg/m}^2\text{s}$ ” sont utilisées). Le flux de chaleur critique est affecté par une variable utilisée lorsqu’une variation de la valeur de réponse est indiquée par le changement du niveau de facteur.

Les (Figures 3.8a et 3.8b) montrent les changements moyens qui se produisent dans le flux de chaleur critique lorsque les niveaux des facteurs ont été modifiés le long des trois niveaux choisis (passant par le point central (0)). Comme on peut le voir, pour les tubes verticaux couverts avec couche poreuse et lorsque le flux massique = $50\text{ kg/m}^2\text{s}$ est appliqué, le FCC au point central correspond à la valeur moyenne de réponse la plus élevée (155) pour les plages de pression et de température de sous-refroidissement d’entrée utilisées, montrant la présence d’une courbure du flux de chaleur critique entre les valeurs les plus hautes et les plus basses des niveaux choisis pour chaque facteur. D’autre part, pour l’effet principal du rapport L / D, la réponse au point central correspond à la moyenne de la valeur de réponse (155).

Lorsque le flux massique ($G = 200\text{ Kg} / \text{m}^2\text{s}$) est utilisé, le FCC aux points centraux correspond aux valeurs de réponse les plus élevées (330) pour tous les facteurs étudiés, montrant la présence d’une courbure des réponses également entre les limites des plages étudiées des niveaux choisis pour chaque facteur.

Il est évident que pour les deux valeurs de flux massique étudiées, la manière dont chaque facteur affecte l’attitude du FCC n’est pas similaire dans les tubes verticaux couverts avec couche poreuse. Où, avec l’augmentation de la pression, le FCC augmente. Le FCC diminue également lorsque le rapport L / D augmente. La variable de la température de sous-refroidissement à l’entrée semble avoir un effet négligeable sur le flux de chaleur critique dans tous les cas étudiés.

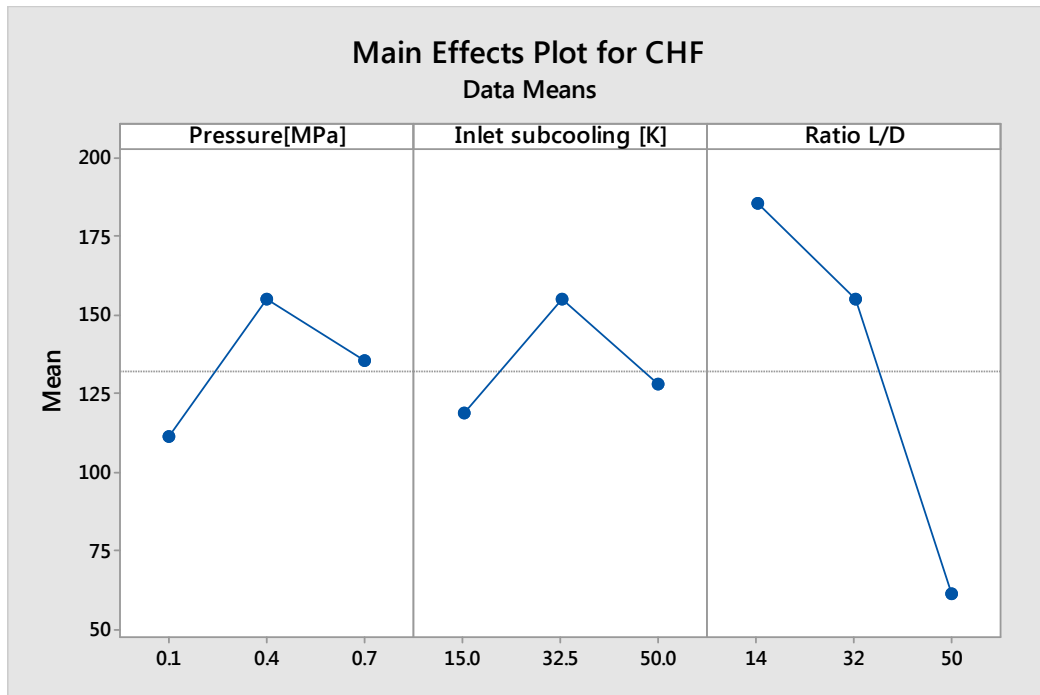


Figure 3.8a Graphique des effets principaux pour le FCC dans les tubes poreux (Mass flux “G=50 Kg/m²s”)

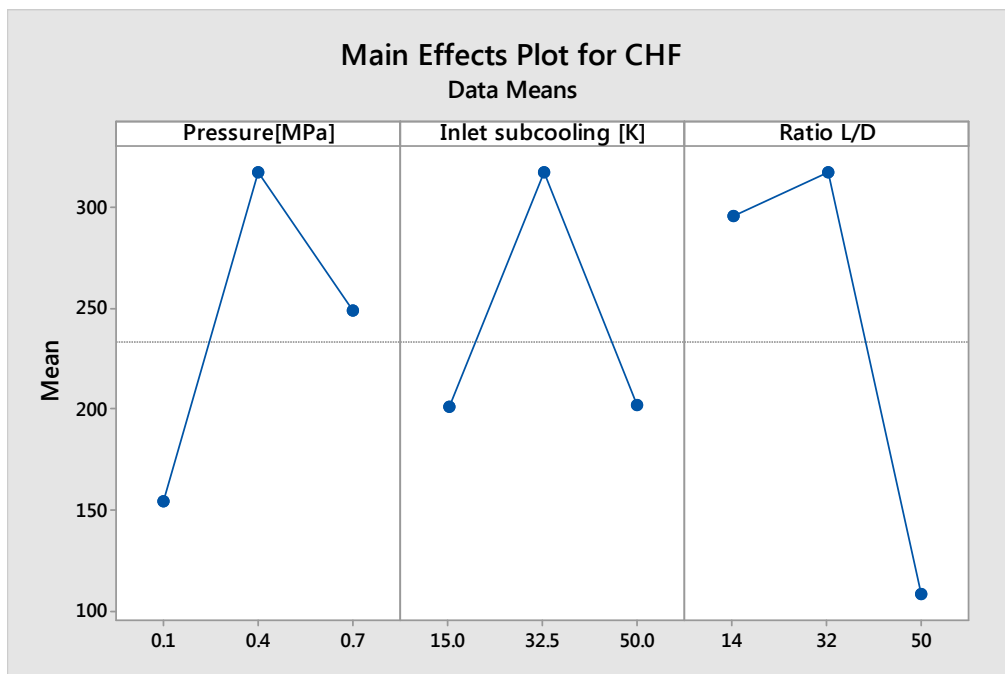


Figure 3.8b Graphique des effets principaux pour le FCC dans les tubes poreux (Mass flux “G=200Kg/m²s”)

Les diagrammes des interactions entre les divers facteurs utilisés sont indiqués dans la (Figures 3.9). L'influence de l'interaction rapporte la relation entre une variable et le flux de chaleur critique, qui dépend principalement de la valeur de l'autre variable. Le cas de l'interaction entre la température de sous-refroidissement d'entrée et les autres facteurs choisis (interaction bidirectionnelle) il n'y a pas d'interaction, où la ligne rouge est toujours parallèle à la ligne bleue dans tous les cas étudiés avec les tubes verticaux couverts avec couche poreuse.

Une interaction importante est perceptible dans la plupart des cas entre la pression et le rapport L/ D, où les lignes ne sont pas parallèles. Cet effet d'interaction indique que la relation entre pression et le FCC dépend de la valeur du rapport L / D (par exemple dans tous les cas étudiés lorsque le flux massique = 50 Kg/m².s ou = 200 Kg / m².s est utilisé dans le cas des tubes verticaux couverts avec couche poreuse, si nous appliquons le plus haut niveau de pression, le faible niveau de rapport L/d associé à la plus haute valeur de FCC. Cependant, si nous utilisons le niveau de pression le plus bas, le niveau élevé du rapport L/D est associé à la plus faible valeur de FCC). Les résultats de l'interaction bidirectionnelle indiquent que l'interaction entre la pression et le rapport L/D est significative.

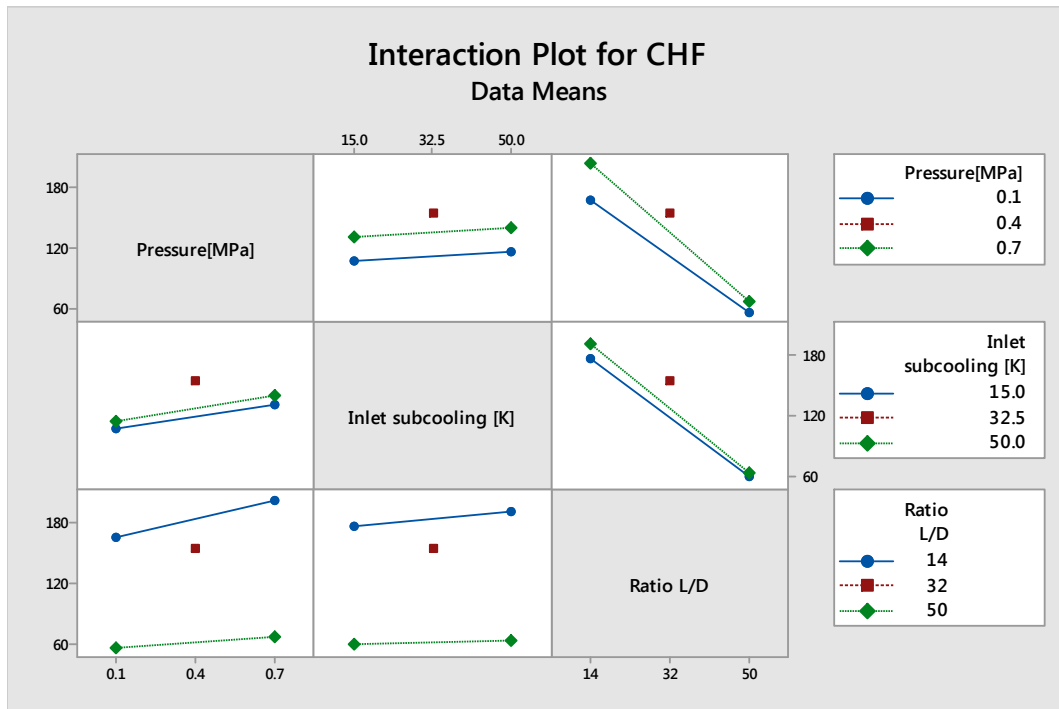


Figure 3.9a Diagramme des interaction pour FCC dans les tubes poreux (Mass flux "G=50Kg/m².s")

Une analyse des diagrammes de surface est recommandée, en raison de l'apparition de courbures dans les graphes à effet principal lorsque le flux massique (G = 200 Kg / m².s) est utilisé dans le cas des tubes verticaux couverts avec couche poreuse.

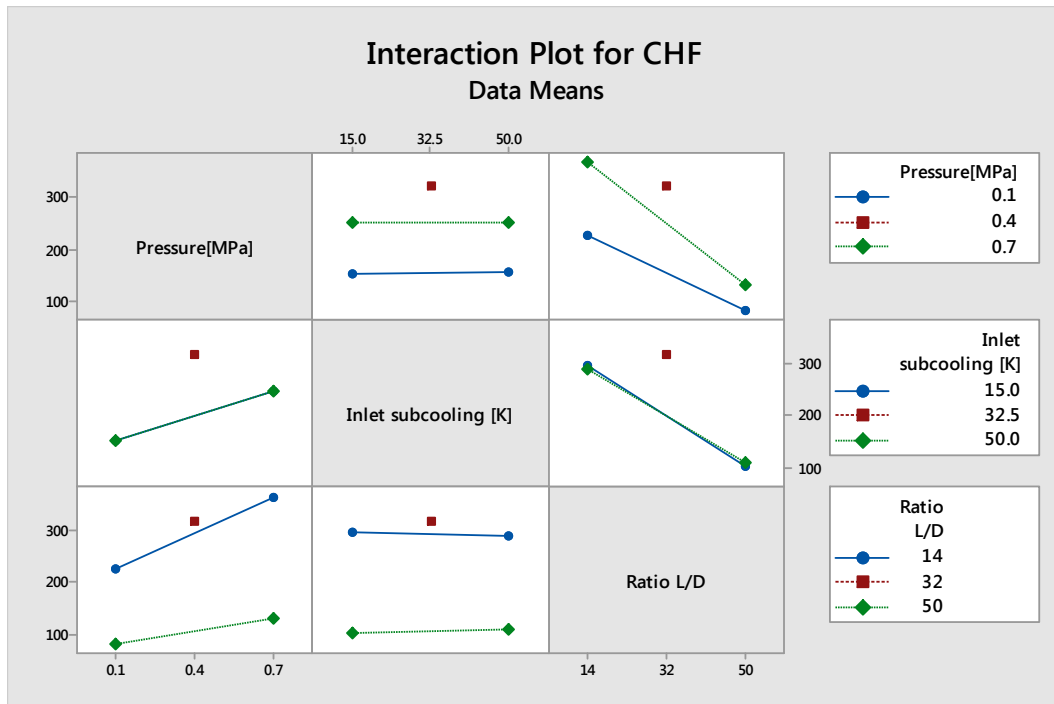


Figure .3.9b Diagramme des interaction pour FCC dans les tubes poreux

(Mass flux " $G=200 \text{ Kg/m}^2\text{s}$ ")

Une réponse de surface est également tracée pour révéler l'effet des facteurs utilisés sur la réponse comme illustré dans la (Figures 3.10) (deux par deux) lorsque le flux massique ($G = 200 \text{ kg / m}^2\text{s}$) est appliqué. Il est clair que l'interaction entre la pression et la température de sous-refroidissement de l'entrée (figure.3.10a) à leur bas niveau se traduit par un faible taux de FCC. Cependant, la pression à un niveau élevé combinée avec le niveau élevé de la température de sous-refroidissement de l'entrée entraîne également un faible FCC. Le pic sur le diagramme correspond au plus haut FCC et se produit à une pression approximative de ($P = 0,4 \text{ MPa}$) et une température de sous-refroidissement d'entrée $\Delta T = 30 \text{ K}$, ce qui est le cas avec le diagramme de surface de FCC en fonction du rapport L/D et de la température de sous-refroidissement d'entrée (figure 3.10b). où le pic correspond au valeur de FCC le plus élevé, qui se produit à un rapport L/D=32 et une température de sous-refroidissement d'entrée $\Delta T = 30 \text{ K}$.

De plus, dans (Figure 3.10c), les valeurs les plus élevées de FCC se trouvent dans le coin supérieur gauche de la courbe, ce qui correspond aux valeurs élevées de la pression et à la faible valeur du rapport L/D. Les valeurs les plus basses de FCC se trouvent dans le coin inférieur droit de la courbe, ce qui correspond aux faibles valeurs de pression et à la valeur élevée du rapport L/D utilisé. Plus de détails sur ce dernier cas sont révélés dans le graphique de contour.

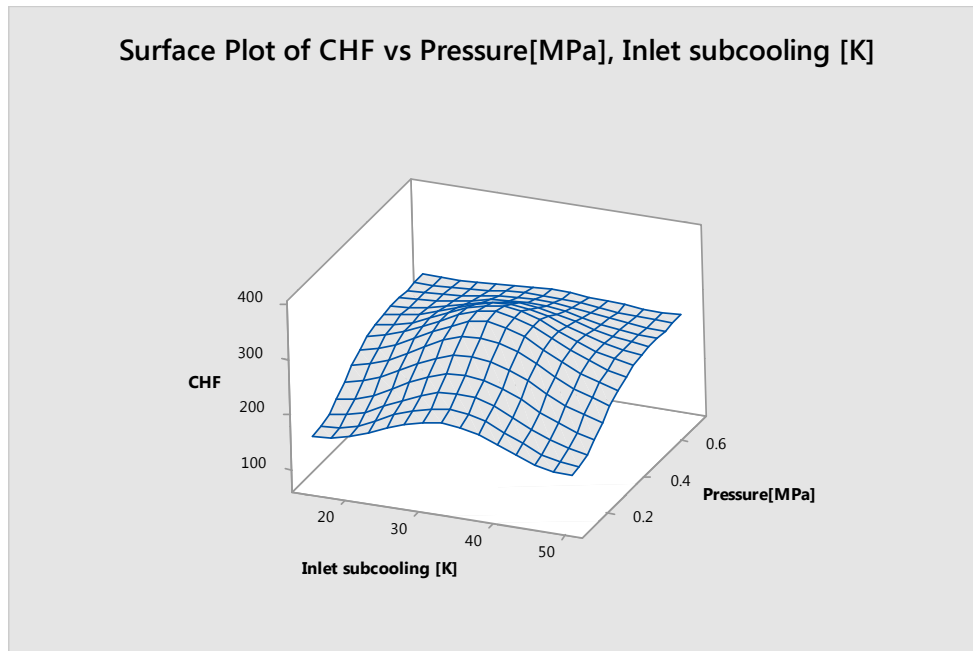


Figure 3.10a Diagramme de surface de FCC et pression ; ΔT dans les tubes poreux (Flux massique “ $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ”)

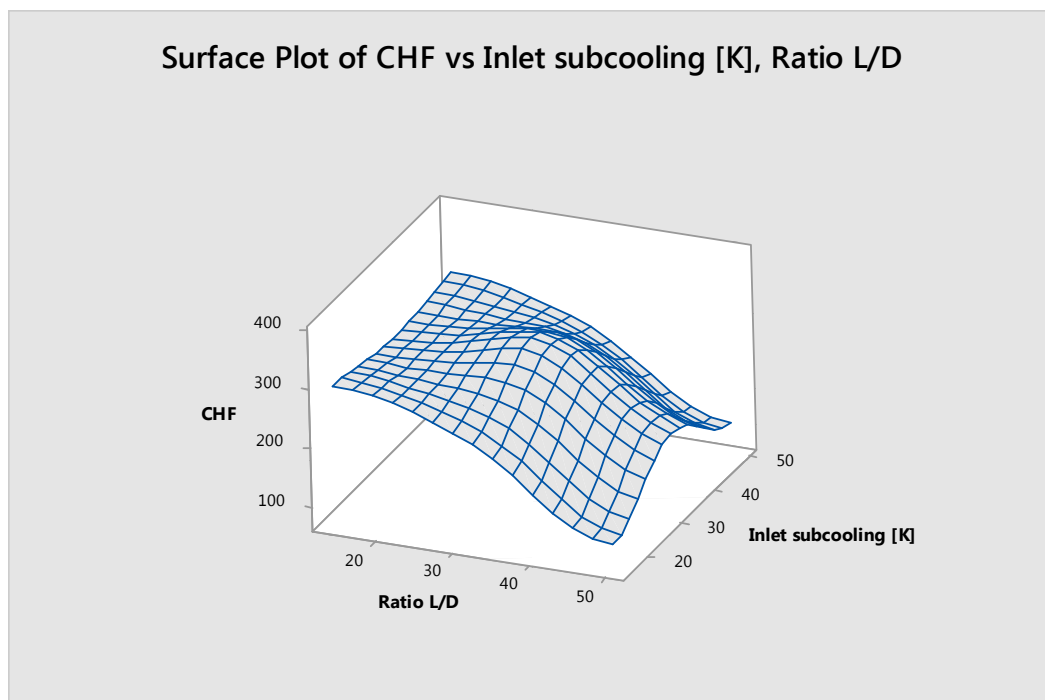


Figure .3.10b Diagramme de surface de FCC et DT ; L/D dans les tubes poreux (Flux massique “ $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ”)

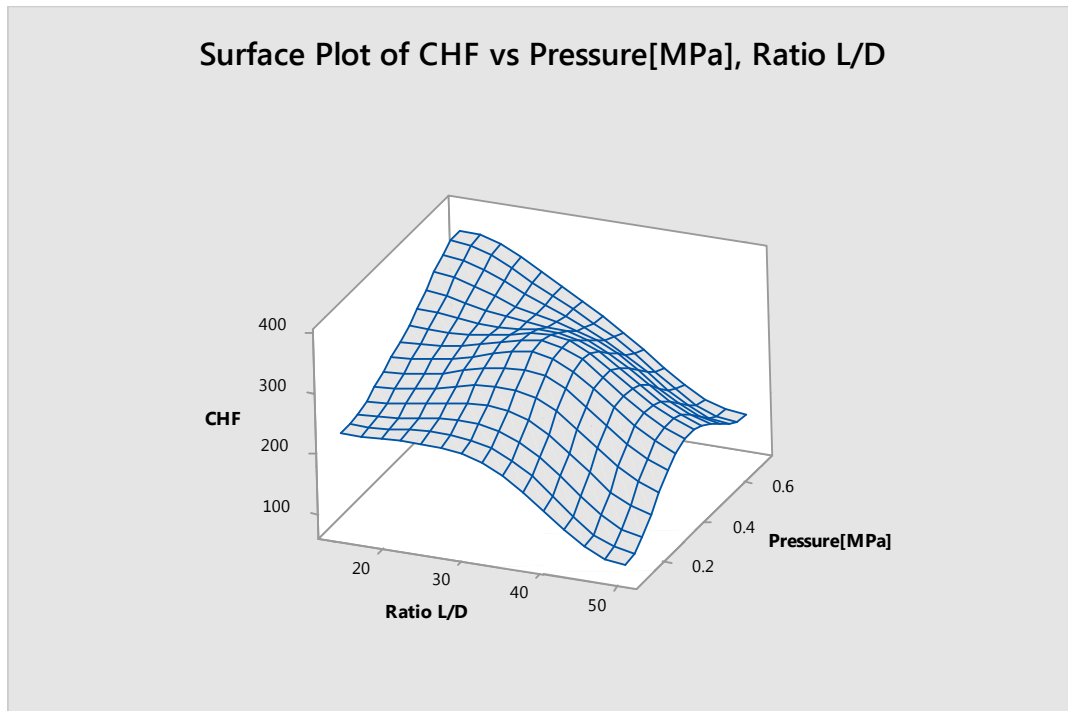


Figure .3.10c Diagramme de surface de FCC et pression ; rapport L/D dans les tubes poreux (Flux massique “ $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ”)

Pour clarifier l'interaction entre la pression et le rapport L/D, (Figure 3.11) montre un graphique de contour de FCC, Lorsque le flux massique = $200\text{ kg / m}^2\text{.s}$ est appliqué, en utilisant toute la plage de valeurs pour la pression et le rapport L/D. Les valeurs de FCC les plus élevées sont atteintes lorsque la pression est supérieure à $0,45\text{ MPa}$ avec la valeur inférieure du rapport L/D ($L/D=14$). Ce qui signifie que les faibles valeurs du rapport L/D provoquent un effet significatif sur le FCC qui atteint sa valeur maximale dans des conditions de tubes verticaux couverts avec couche poreuse aux plus hautes valeurs de pression (valeurs plus élevées de la plage sélectionnée pour cette étude). Comme indiqué dans ce graphique, le FCC est fortement influencé par les valeurs de haute pression avec de faibles valeurs de rapport L/D. Le FCC diminue également lorsque la pression diminue quelle que soit la valeur du rapport L/D.

3.3.3 Effet de la pression :

L'augmentation de la pression engendre l'augmentation de FCC jusqu'à une certaine valeur puis décroît. Il est sûr que le FCC se produit quand le film liquide sèche par les deux mécanismes suivants :

- Evaporation : Elle augmente avec l'augmentation de la pression (faible chaleur latente à des valeurs très élevées de pression). Dans les conditions de haute pression ($P > 30\text{ bar}$) le film liquide devient mince à cause de la diminution de la chaleur latente de vaporisation.

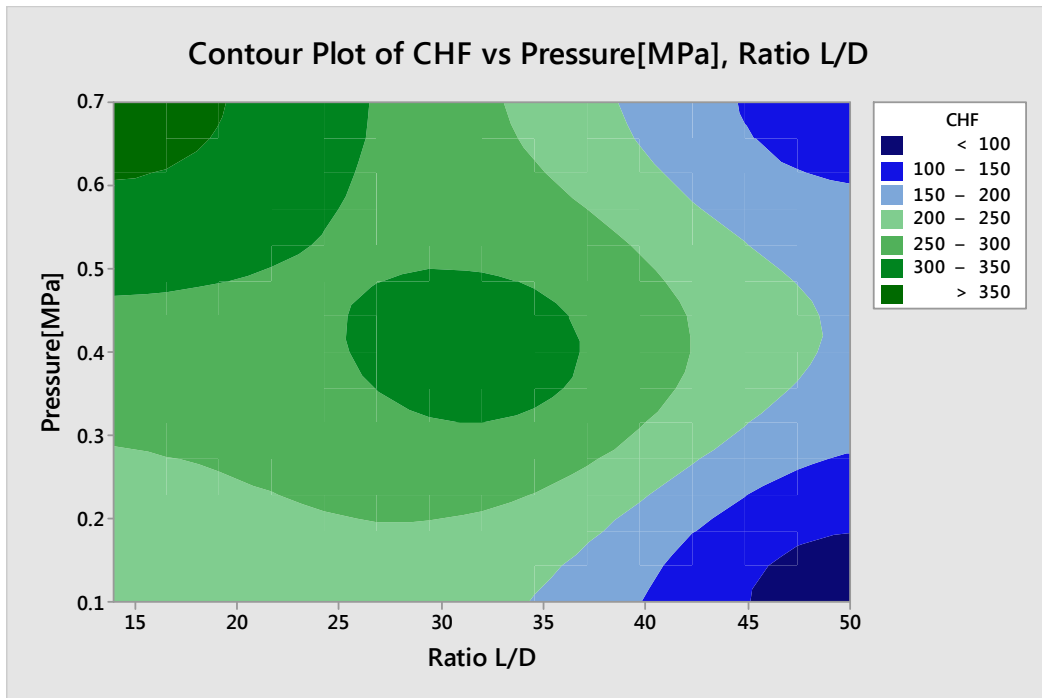


Figure 3.11 Graphique de contour de FCC et Pression; rapport L/D dans les tubes poreux (flux massique “ $G=200\text{Kg/m}^2\text{s}$ ”)

- L’entrainement : Il peut avoir lieu quand le rapport de la vitesse des phases eau-vapeur est haute. A basse pression ($P < 30 \text{ bar}$), le rapport du volume spécifique serait la raison principale pour l’augmentation du flux de chaleur critique à cause de l’effet dominant de l’entrainement.
- L’effet de la pression sur le flux de chaleur critique est illustré par la figure (3.12).

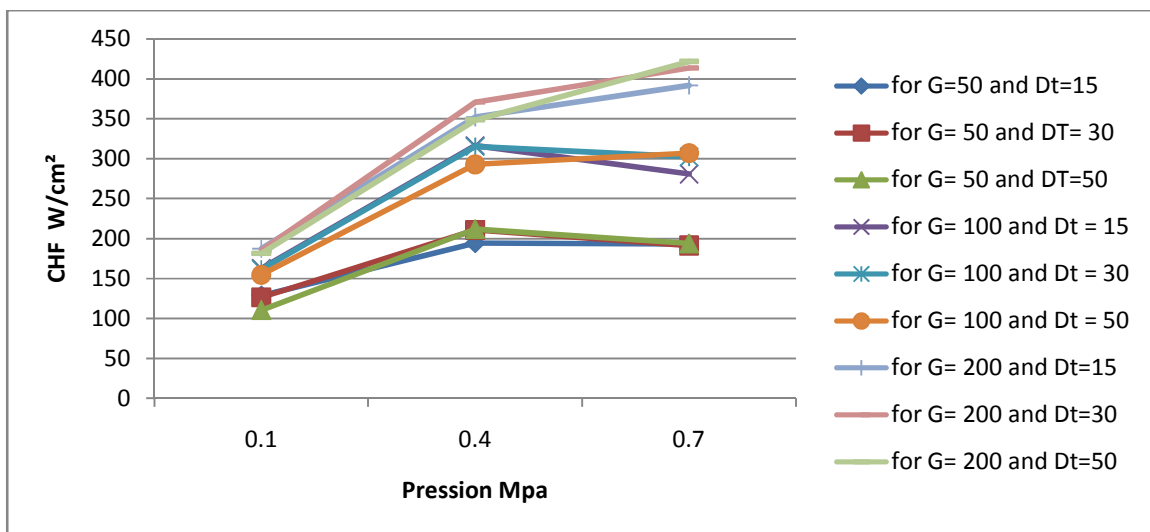


Figure 3.12 L’influence de la pression sur le FCC

3.3.4 Effet de la température de sous saturation :

L'effet de la température de sous saturation à l'entrée semble moins important dans les conditions de basse pression et faible flux massique. Chang et al., (1991) n'ont trouvé aucun effet la température de sous saturation à l'entrée aux conditions du basse pression et faible flux massique [78]. A basse pression, proche de la pression atmosphérique, la qualité critique de l'eau ne peut pas descendre en dessous de -0,2.

Les essais menés par El-Genk et al. (1988) sur une section d'essai annulaire ont révélé que l'effet de la température de sous saturation à l'entrée n'est pas concluant pour des flux massiques inférieurs à $140 \text{ kg/m}^2\text{s}$ pour des rapports annulaires de 1,575, 1,72 et 2 [82]. Kim et al. (2000) ont constaté que la température de sous saturation à l'entrée a généralement un faible effet, et cet effet diminue avec l'augmentation de la longueur chauffée [79]. Mishima et al. (1985) ont rapporté que pour des flux massiques inférieurs à $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, l'effet de la température de sous saturation à l'entrée n'est pas significatif. Il y a cependant quelques indications que l'effet de la température de sous saturation à l'entrée semble significatif lorsque le flux massique dépasse $190 \text{ kg m}^2\text{s}$ (El-Genk, 1988).

L'effet de la température de sous saturation sur le flux de chaleur critique est illustré par la figure (3.13).

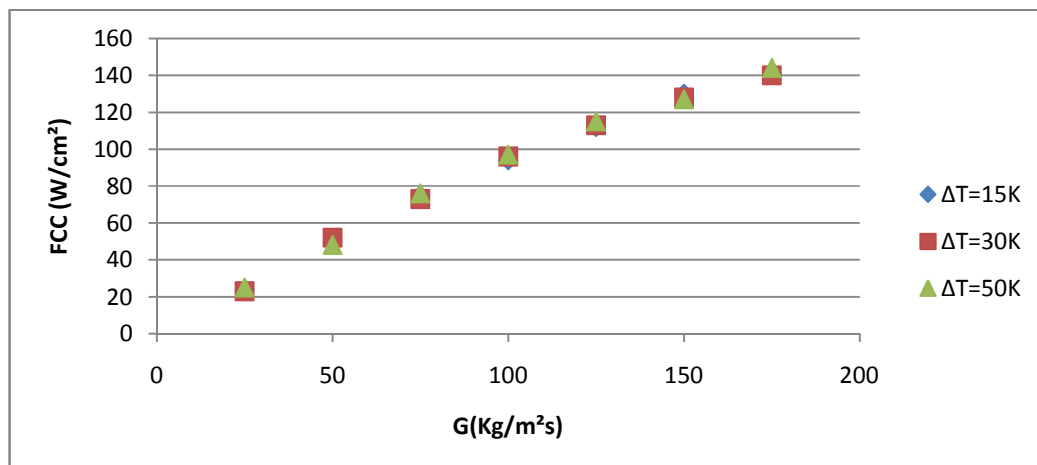


Figure 3.13 L'influence de la température de sous saturation sur le FCC

3.3.5 Effet de géométries des tubes

Mishima et al., (1986) ont présenté l'effet de la géométrie des tubes sur le flux de chaleur critique pour l'eau à basse pression, qui s'est avéré remarquable aux vitesses de masse intermédiaires [80]. La différence de FCC à ces vitesses de masse entre différents tubes de géométries de canaux a été attribuée principalement à l'existence d'une paroi non chauffée qui provoque une distribution non uniforme du film liquide. L'effet de la longueur chauffée sur le FCC dans différentes conditions a également été rapporté dans de nombreux articles. (Kinoshita et al., 2000) [83] ont trouvé que le FCC augmente avec une diminution de la longueur chauffée qui est divisée en deux régions, la première région a montré une grande amélioration influencée par la croissance des bouchons lorsque la longueur chauffée est plus courte que la longueur d'onde critique. La deuxième région a montré une amélioration douce influencée par la

croissance de la couche limite de bulle, et la longueur chauffée est dans la plage allant de la longueur d'onde critique à plusieurs fois la longueur d'onde critique. Ils ont également confirmé que lorsque la longueur chauffée est plus courte que la longueur d'onde critique, la grande amélioration du FCC est effectuée.

(Kinoshita et al., 2000) ont conclu dans leurs étude que l'amélioration du FCC apparaît avec une diminution de la longueur chauffée effective. L'amélioration diminue avec une augmentation à la fois de la pression et de la vitesse de la masse.

D'autre part, Sudo (1998) a évalué l'effet de la longueur de canal sur le diamètre (L / D) sur le FCC, il a été trouvé que l'effet de L / D sur le FCC est significatif pour L / D inférieur à environ 20, donnant un plus grand FCC avec un plus petit L / D [84]. Ceci est dû à l'effet d'une augmentation des coefficients de transfert de chaleur dans la région d'entrée ou de développement du flux de convection forcée monophasée.

3.3.5.1 Diamètre.

Le FCC augmente avec l'augmentation du diamètre pour des valeurs de L , P , G et Δh_i fixe, tel que rapporté par Chang et al. (1991) [78]. L'effet de diamètre devient plus fort pour une longueur chauffée plus courte. Cependant, pour le même L / D , l'effet de diamètre n'apparaissait pas. Le rapport longueur-diamètre est un paramètre plus important que le diamètre ou la longueur chauffée seule.

3.3.5.2 Longueur chauffée.

Le tube le plus long montre le FCC inférieur pour D , P , G et Δh_i fixes, cependant, l'effet diminue et devient négligeable lorsque la longueur devient importante.

L'effet du rapport (L/D) sur le flux de chaleur critique est illustré par la figure (3.14).

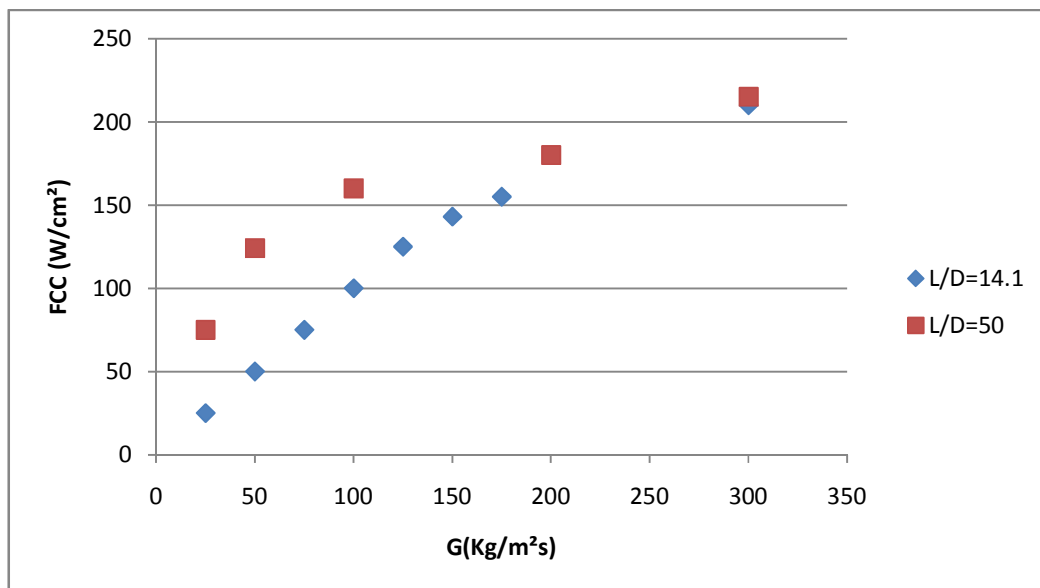


Fig.3.14 L'influence du rapport L/D sur le FCC

3.3.6 L'effet du titre critique :

Bien que l'effet du titre critique sur le FCC ne soit pas important, mais d'après la figure (3.15), il est évident que le FCC augmente avec l'augmentation du titre critique. D'après la figure, on peut conclure que l'effet du titre critique est négligeable.

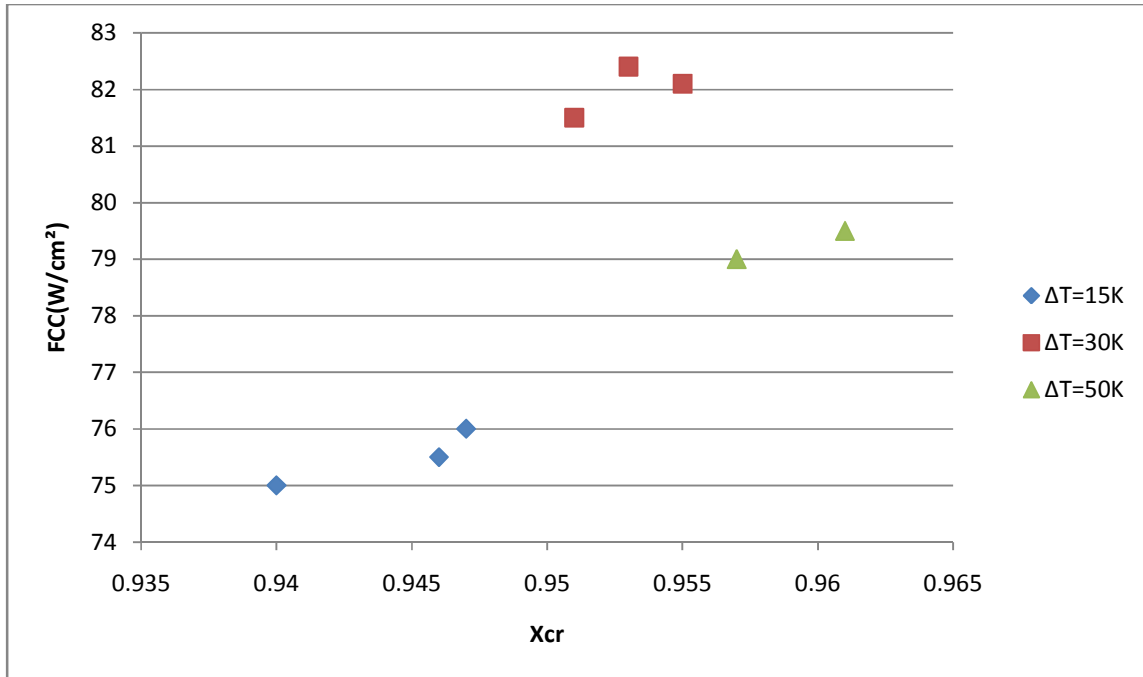


Figure 3.15 L'influence du titre critique sur le FCC

3.4 Modèle de régression

L'utilisation de plan d'expérience par cet outil informatique (MINITAB) nous a fourni les deux équations de régression suivantes lors de l'utilisation de 446 points expérimentaux pour les tubes lisses et 446 points expérimentaux pour les tubes poreux.

Equation de régression pour les tubes lisses

$$\begin{aligned} \text{FCC} = & 95.3 + 94.0*(P) + 0.531*(G) + 0.119*(\Delta T) - 1.899*(L/D) + 0.497*(P*G) - 0.14*(P*\Delta T) - \\ & 1.65*(P*L/D) + 0.00363*(G*\Delta T) + 0.00728*(G*L/D) + 0.0033*(\Delta T*L/D) - 0.0083*(P*G*\Delta T) - \\ & 0.0111*(P*G*L/D) - 0.0115*(P*\Delta T*L/D) - 0.000143*(G*\Delta T*L/D) + 0.000378*(P*G*\Delta T*L/D); \end{aligned}$$

	σ_q	e_M	Nb de Pts
tubes lisses	14.11	-1.966	446

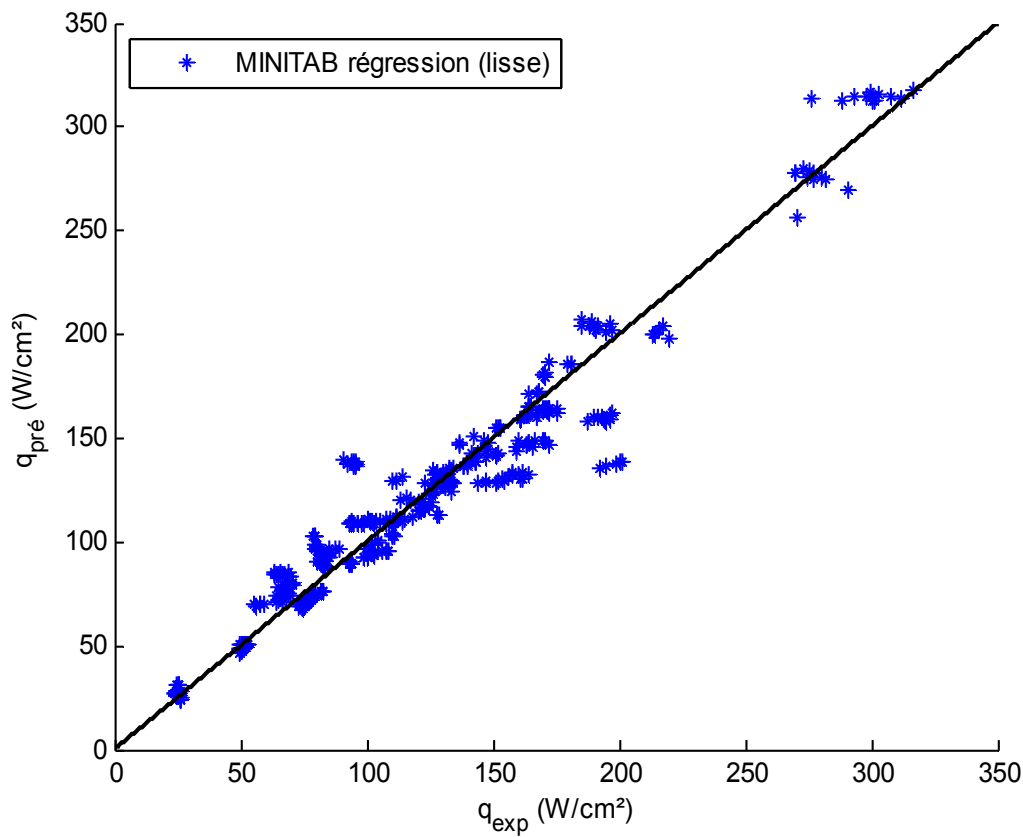


Figure 3.16. Comparaison des données expérimentales de Stein et Yildiz avec l'équation de régression (Tubes lisses).

Equation de régression pour les tubes poreux :

$$\begin{aligned}
 FCC = & 102.0 + 41.7*(P) + 0.562*(G) - 0.180*(\Delta T) - 1.753*(L/D) + 1.620*(P*G) + 1.63*(P*\Delta T) \\
 & - 0.972*(P*L/D) + 0.01138*(G*\Delta T) - 0.00088*(G*L/D) + 0.0057*(\Delta T*L/D) - \\
 & 0.0449*(P*G*\Delta T) - 0.0236*(P*G*L/D) - 0.0427*(P*\Delta T*L/D) - 0.000272*(G*\Delta T*L/D) + \\
 & 0.001091*(P*G*\Delta T*L/D);
 \end{aligned}$$

	σ_q	e_M	Nbr de Pts
tubes poreux	13.20	-1.96	446

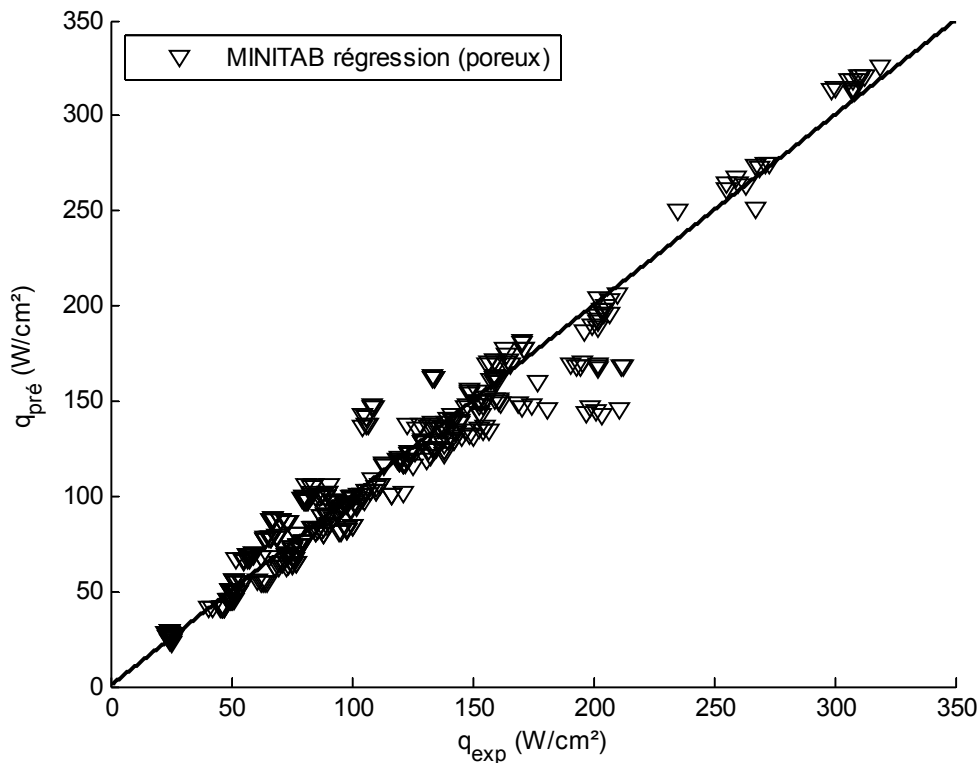


Figure 3.17. Comparaison des données expérimentales de Stein et Yildiz avec l'équation de régression (Tubes lisses).

Dans l'ensemble, Les équations de régression ont montré un grand accord avec les données expérimentales qui ont donné des meilleurs résultats avec des erreurs plus petites

3.5 Conclusion :

Dans cette étude, un total de 513 points expérimentales de FCC a été utilisé (à basse pression et à bas flux massique) pour étudier le comportement de FCC. Les tendances paramétriques (l'effet de la pression, la sous-saturation, la porosité de la surface, la géométrie du canal et le titre critique). observées des données de FCC basées sur des conditions d'entrée fixes concordent généralement avec celles des études précédentes.

Ces données expérimentales seront l'outil de comparaison entre les différentes corrélations dans les chapitres suivants.

Chapitre 4 Comparaison des corrélations de prédiction du flux de chaleur critique pour les tubes verticaux

4.1 Introduction

Pour arriver à prédire le phénomène de flux de chaleur critique, une méthode empirique basée sur les données expérimentales et les effets connus qu'ont certains paramètres sur le FCC sont présentés dans ce chapitre. L'étude des effets paramétriques a relevé que les principaux facteurs qui influencent le flux de chaleur critique sont : la pression, le flux massique, le diamètre du tube, la longueur du tube

4.2 Les données expérimentales de Flux de Chaleur Critique

La création d'une nouvelle corrélation qui sert à prédire le flux de chaleur critique nécessite un choix rigoureux des données expérimentales (Fiabilité de source reflétant le phénomène de FCC dans des conditions prédéfinies).

Afin de baser sur les conditions locales dont les écarts entre les valeurs mesurées et calculées sont les plus faibles, nous disposons de 892 valeurs pour développer une corrélation servant à approximer le FCC rassemblées de différentes littératures.

Dans cette étude, nous avons réuni deux sources pour un total de 1540 points sur le FCC pour l'eau dans les tubes verticaux ronds uniformément chauffés (lisses et poreux) de sources publiées. Ces données couvrent une gamme assez importante de conditions expérimentales:

$$0.1 \leq P \leq 0.714 \text{ MPa}, D = 0.006 - 0.012 \text{ m}, 0.127 \leq L \leq 0.6 \text{ m}, 21 \leq G \leq 304.48 \text{ kg/m}^2\text{s}, \\ 16.10 \leq q_{cr} \leq 470.05 \text{ W/cm}^2.$$

Les matériaux du tube sont variés comme suivant : Acier 1X18H9T pour Yildiz et l'Inconel 600 pour Stein. Les caractéristiques de ces deux matériaux du tubes sont citées en détail sur l'annexe B.

4.3 Comparaison des corrélations

Les conditions expérimentales utilisées par (Stein), (Weber), (Ruan) pour le développement de leur corrélation sont énumérées au tableau 3.1.

Tableau 4.1. Conditions expérimentales de Stein, Weber, Ruan.

Paramètre	P [MPa]	ΔT_{sub} [K]	G [Kg/m ² s]	D[m]	$\frac{L}{D}$
Conditions expérimentales					
Stein	0.1-0.7	10-60	20-400	0.009	14.1-50
Weber	0.1-1.2	0-156.4	10-300	0.0013-0.0239	4.47-100
Ruan	0.11-1.0	3-60	25-200	0.009	44.33

4.3.1 Corrélation de Stein (2004)

Stein a développé la corrélation suivante en utilisant 383 points de données expérimentales.

$$q_{cr} = q_{c0} \left(1 + 0.7 \cdot \frac{\Delta h_{sub}}{\Delta h_i} \right) \quad (4.1)$$

$$\frac{q_{c1}}{(GH_{fg})} = c_1 \cdot \frac{\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,6} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(G^2.L)} \right)^{0,515}}{1 + 0,6 \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,165} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(G^2.L)} \right)^{0,499} \left(1 + 1,65 \cdot \frac{L}{D} \right)}$$

$$c_1 = 3.54 + 0.1 \left(\frac{L}{D} \right)$$

$$\frac{q_{c2}}{(GH_{fg})} = c_2 \cdot \frac{\left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,199} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(G^2.L)} \right)^{0,291}}{0.96 + 0.163 \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,065} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(G^2.L)} \right)^{0,377} \left(1 + 1.65 \frac{L}{D} \right)} \quad (4.2)$$

$$c_2 = 0.258 - 0.00565 \cdot (L/D) + 0.00007 \cdot (L/D)^2$$

$$q_{c1} + 500 \leq q_{c2} \rightarrow q_{c0} = q_{c1} \quad (\text{DNB})$$

$$q_{c1} + 500 > q_{c2} \rightarrow q_{c0} = q_{c2} \quad (\text{Dry out})$$

4.3.2 Corrélation de Weber (1990)

$$\frac{q_{cr}}{GH_{fg}} = \frac{0,1274 \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,2334} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(G^2.D)} \right)^{0,3907} \left(1 + 0.6 \frac{\Delta h_{sub}}{H_{fg}} \right)}{0.96 + 0,17 \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,064} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(G^2.D)} \right)^{0,375} \left(\frac{L}{D} \right)} \quad (4.3)$$

4.3.3 Corrélation de Ruan (1994)

$$\frac{q_{cr}}{G.H_{fg}} = 0,009765 \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,1101} \left(\frac{\sigma \rho_l}{(G^2.D)} \right)^{0,074} \quad (4.4)$$

4.4 Résultats de comparaison

Pour l'évaluation de la fiabilité et la qualité de ces deux nouvelles corrélations en les comparant à trois corrélations servant à prédire le FCC pour les écoulements en convection forcée dans les tubes verticaux uniformément chauffés à basse pression et bas flux massique.

Les résultats de comparaison entre les corrélations choisies sont présentés dans le tableau 4.2. selon le régime d'écoulement. L'écart type basé sur les valeurs expérimentales et l'erreur relative moyenne ont été calculés pour les deux nouvelles corrélations aussi bien que pour certains corrélations représentatives disponibles dans la littérature. Les corrélations considérées sont: corrélations de STEIN [74], WEBER [85], RUAN [74].

Les formules utilisées sont les suivantes :

$$RMS = \sqrt{\sum \frac{((FCC_{exp}) - (FCC_{pre}))^2}{N}} \quad (4.5)$$

$$e_M = \frac{FCC_{exp} - FCC_{pre}}{FCC_{exp}} * 100 \quad (4.6)$$

Tableau 4.2. Erreurs calculées des corrélations avec les données expérimentales

	Régime d'écoulement	N°: Point	Stein	Weber	Ruen
e_M (%)	Laminaire	195	-1.26	9.85	-35.78
	Transitoire	88	1.13	13.76	-23.38
	Turbulent	163	-0.17	18.51	-1.08
	Total	466	-0.3901	13.7865	-20.6515
σ_q (%)	Laminaire	195	7.46	15.81	38.81
	Transitoire	88	10.34	40.39	44.01
	Turbulent	163	35.05	92.64	14.44
	Total	466	18.1116	48.7390	30.92

La figure 4.1 expose les dispersions entre les valeurs de flux de chaleur critique mesurées et calculées. Cette figure montre une concentration des valeurs prédites par les trois chercheurs autour de la ligne médiane avec une déviation importante pour certains points. On constate que l'écart type a augmenté puisqu'il vaut > 18% pour les trois corrélations respectivement (Stein, Ruan, Weber). Dans l'ensemble, l'accord avec les données expérimentales est fait par la corrélation de Stein qui a donné les meilleurs résultats.

4.5 La proposition d'une nouvelle corrélation

Le flux de chaleur critique dépend essentiellement de processus physique, d'écoulement, et géométrique. Ces processus peuvent être caractérisés par des paramètres tels que : le flux massique G, la pression P, le diamètre D, la longueur L,...etc. Une corrélation reliant ces paramètres peut être développée, en négligeant les paramètres qui ont des faibles influences sur le FCC sous cette forme :

$$FCC = f(G, P, L, D, \rho_l, \rho_g, H_{fg}) \quad (4.7)$$

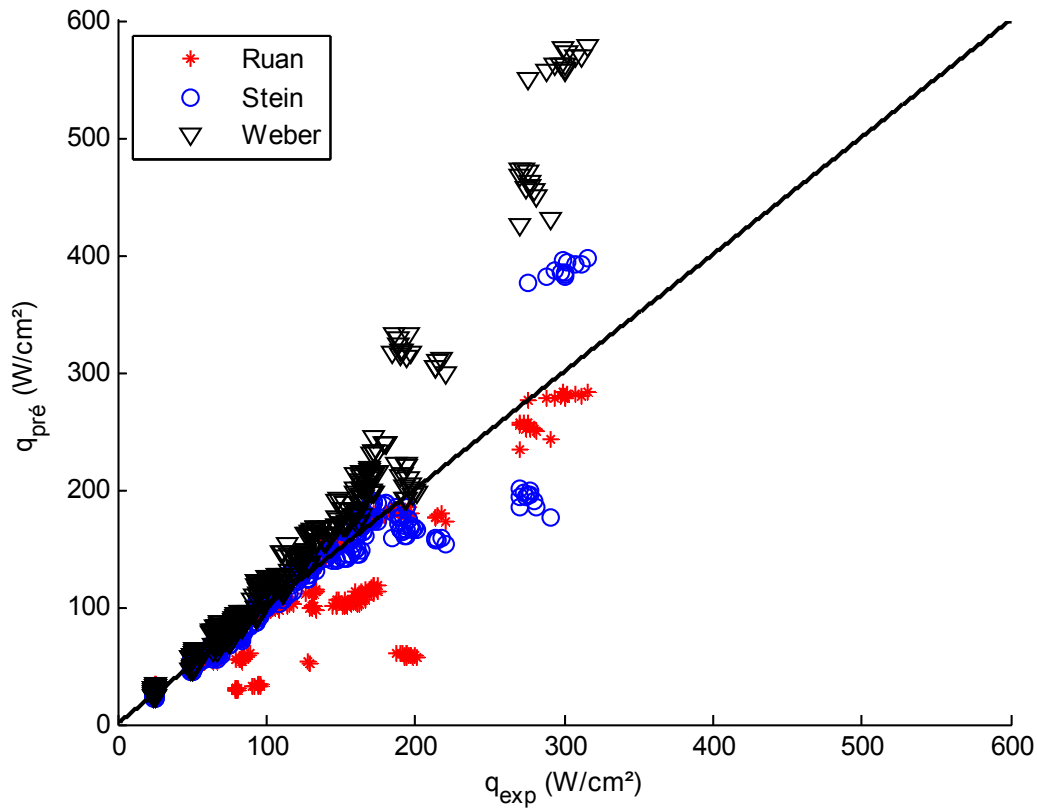


Figure 4.1. Comparaison des données expérimentales de Stein et Yildiz avec les corrélations de Stein, Ruan, et Weber.

La corrélation proposée, en utilisant 446 points de données expérimentales, est la suivante :

$$\frac{q_{cr,liss}}{G \cdot H_{fg}} = \exp(a) \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^b \cdot \left(\frac{P \cdot \rho_l}{G^2}\right)^c \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^d \tag{4.8}$$

Cette corrélation est obtenue en utilisant l'analyse adimensionnelle et la méthode de la régression multiple (voire annexe C).

La figure 4.2 présente la relation entre le FCC prédit avec la nouvelle corrélation et celle de l'expérience relative à l'ébullition de l'eau dans les tube « lisses » verticaux ronds uniformément chauffés. Les points sont bien concentrés autour de la ligne médiane, avec un écart type total de 0.3 % et une erreur relative moyenne total de 6.25%.

Tableau 4.3 Erreurs calculées par la nouvelle corrélation (Tubes lisses)

Lisse	A	b	c	D	σ_q	e_M	N° : Pts Ex
Laminaire	-1.946	0.04896	0.04197	-0.9597	7.69	-0.26	195
Transitoire	-4.185	-0.0403	0.1528	-0.8955	13.49	-0.49	88
Turbulent	-5.052	0.01161	0.1065	-0.4135	8.22	-0.069	163
Total					9.0281	-0.2356	446

Les résultats d'une comparaison de prédictions de FCC avec la nouvelle corrélation sont présentés dans le tableau 4.3 en terme de l'erreur relative moyenne calculée et l'écart type basé sur les valeurs expérimentales. Les représentations graphiques des résultats de la comparaison sont présentées dans les figures 3.2 et 3.3.

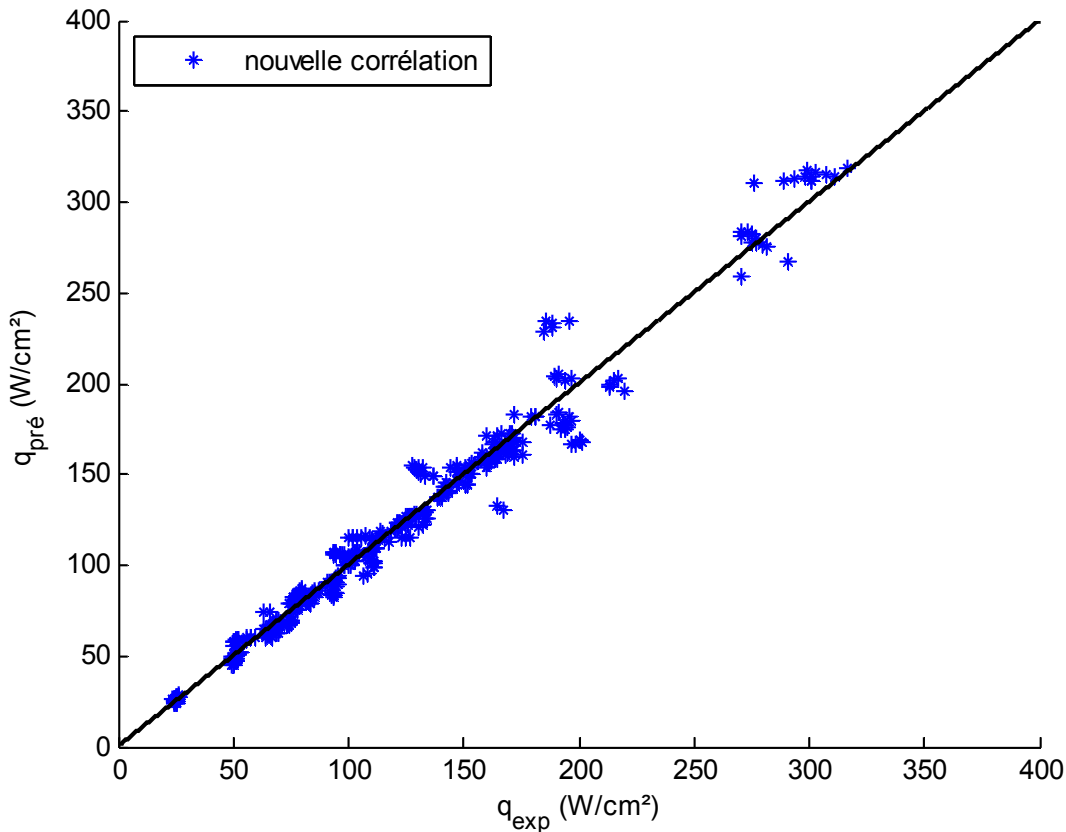


Figure 4.2. Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec la nouvelle corrélation

Nous avons évalué la qualité de la nouvelle corrélation en la comparant à d'autres corrélations consacrées à prédire le FCC dans les tubes lisses verticaux ronds uniformément chauffés. [Ruan, Stein, Weber]. Nous avons appliqué nos critères de sélection sur les données expérimentales présentées dans les travaux de Stein et Yildiz [74-75] et nous avons utilisé la nouvelle corrélation pour prédire le FCC.

La figure 4.3 montre les résultats d'une comparaison de prédictions de FCC entre la nouvelle corrélation et les différentes corrélations sélectionnées avec les valeurs expérimentales. La dispersion et la déviation des points sur la ligne médiane obtenues par ces derniers chercheurs montrent une sous-estimation de prédiction de flux de chaleur critique par rapport à la nouvelle corrélation.

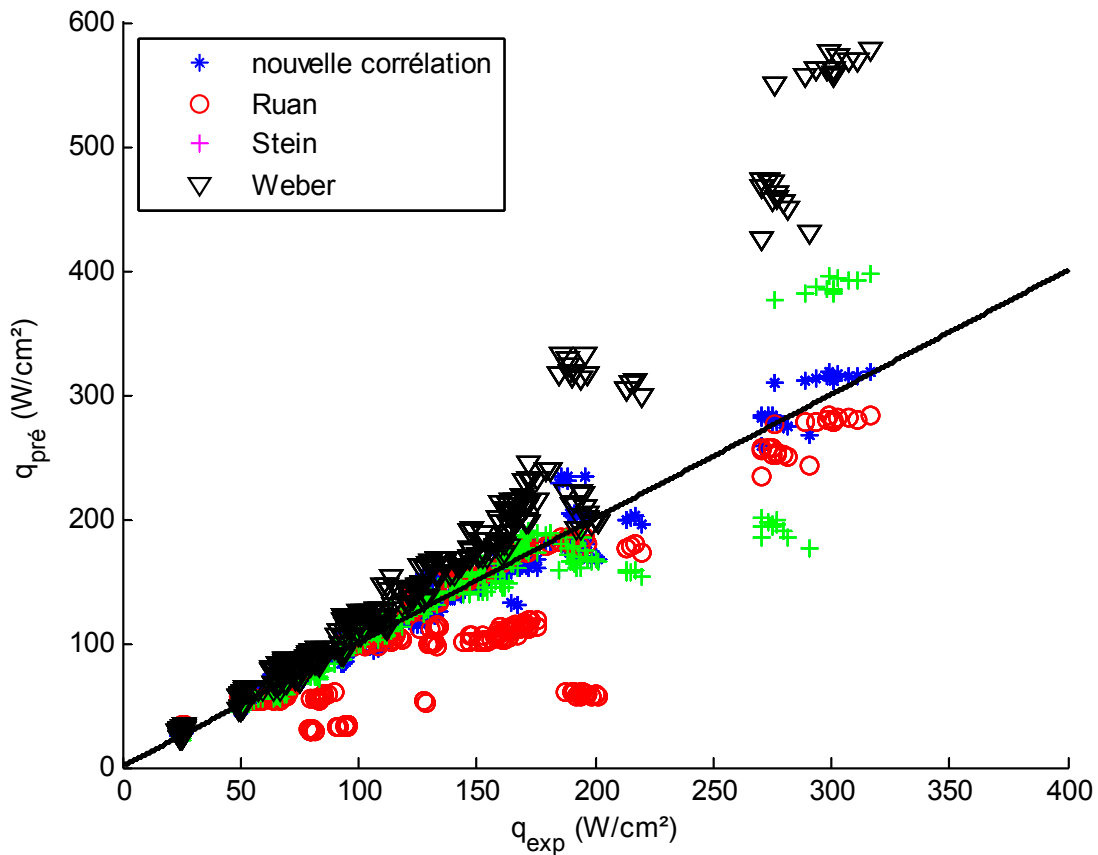


Figure 4.3 : Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec les différentes corrélations (lisses).

4.6 Corrélation pour la prédiction de FCC dans les tubes poreux à partir des valeurs expérimentaux des FCC dans les tubes lisses :

4.6.1 Critère de Sélection :

Les mêmes valeurs des points expérimentaux dans les conditions locales ont été prises pour prédire le FCC dans les deux tubes pour assurer la fiabilité de la deuxième corrélation qui sert à prédire le FCC dans les tubes poreux à partir des résultats de la première corrélation (corrélation pour prédire le flux de chaleur critique dans les tubes lisses). C'est pour cela que nous avons exclu de notre étude 324 valeurs de FCC (valeurs qui ont été utilisées par un seul chercheur et qui n'existent pas dans les deux conditions locales appliquées sur les deux tubes)

La corrélation utilisée est la suivante :

$$qcr_{por} = \exp(a) \cdot (qcr_{liss})^b \cdot \left(\frac{dp}{\delta}\right)^c \quad (4.9)$$

$$qcr_{liss} = G * H_{fg} \cdot \exp(a) \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^b \cdot \left(\frac{P \cdot \rho_l}{G^2}\right)^c \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^d \quad (4.10)$$

L'écart type et l'erreur relative moyenne basés sur les valeurs expérimentales collectées et utilisées sont représentés dans le tableau 4.4. tandis que l'écart type et l'erreur relative moyenne basés sur les valeurs estimées d'après les différentes équations des chercheurs et la nouvelle équation (4.8) sont représentés dans le tableau 4.5.

Tableau 4.4 Erreurs calculées (d'après les données expérimentales, Tubes poreux)

	a	b	c	σ_q	e_M	N° : Pts Ex
Laminaire	-0.1125	0.9998	-0.0654	7.89	-0.44	195
Transitoire	-0.446	1.069	-0.0202	13.23	-0.85	88
Turbulent	-0.14	1.0282	0.0533	15.15	-0.474	163
Total				11.59	-0.53	446

Tableau 4.5 Erreurs calculées (d'après les données estimées, Tubes poreux)

	Régime d'écoulement	N°: Point	Stein	Weber	Ruan	nouvelle Corrélation
e_M (%)	Laminaire	195	-1.64	9.72	-37.92	-1.61
	Transitoire	88	0.58	14.68	-28.66	-0.67
	Turbulent	163	-0.4	19.01	-1.76	-0.069
	Total	466	-0.748	14.093	-22.84	-0.861
σ_q (%)	Laminaire	195	10.20	16.24	41.34	10.80
	Transitoire	88	18.44	36.14	49.91	13.58
	Turbulent	163	32.52	86.57	22.62	8.22
	Total	466	19.98	45.87	36.18	10.40

La figure 3.4 présente la relation entre le FCC prédit avec la nouvelle corrélation et celui de l'expérience relatif à l'ébullition de l'eau dans les tubes « poreux » verticaux ronds uniformément chauffés. Les points sont bien concentrés autour de la ligne médiane, avec un écart type total de 10.40 % et une erreur relative moyenne total de -0.861%.

L'évaluation de fiabilité de la nouvelle corrélation sert à prédire le flux de chaleur critique dans les tube « poreux » verticaux ronds uniformément chauffés, On l'a comparé aux corrélations de [Ruan, Stein , Weber], afin de vérifier l'application de nos critères de sélection mentionnés sur les données expérimentales présentées dans les travaux de Stein et Yildiz (points de données expérimentales) [74-75] puis on a utilisé la nouvelle corrélation pour prédire le FCC.

La figure 4.6 montre les résultats d'une comparaison de prédictions de FCC entre la nouvelle corrélation et les différentes corrélations sélectionnées avec celles de l'expérimental. La dispersion et la déviation des points sur la ligne médiane obtenue par Weber, Ruan et Stein montre une sous-estimation de prédiction de FCC par rapport la nouvelle corrélation.

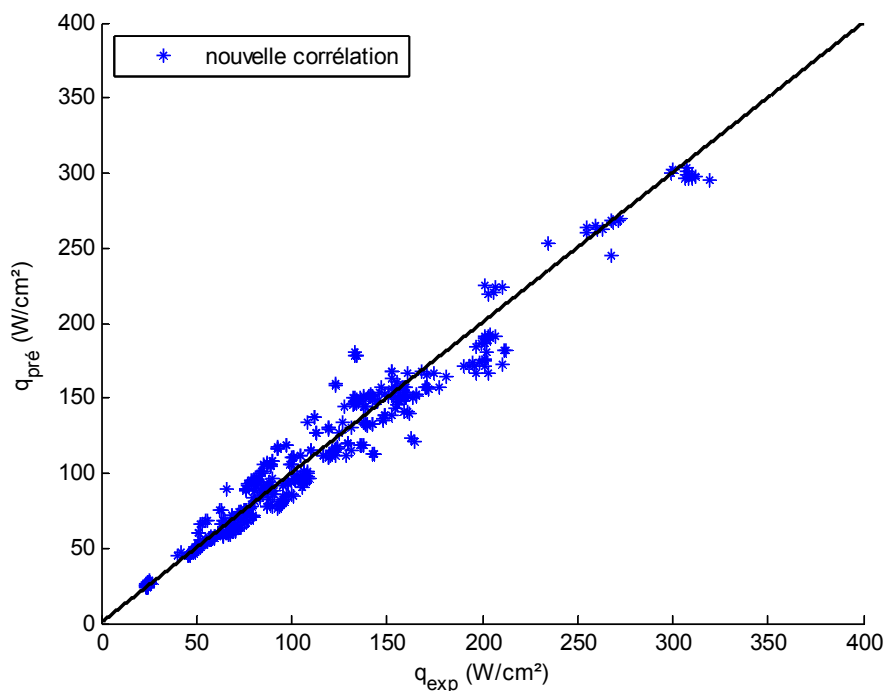


Figure 4.4. Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec la nouvelle corrélation.

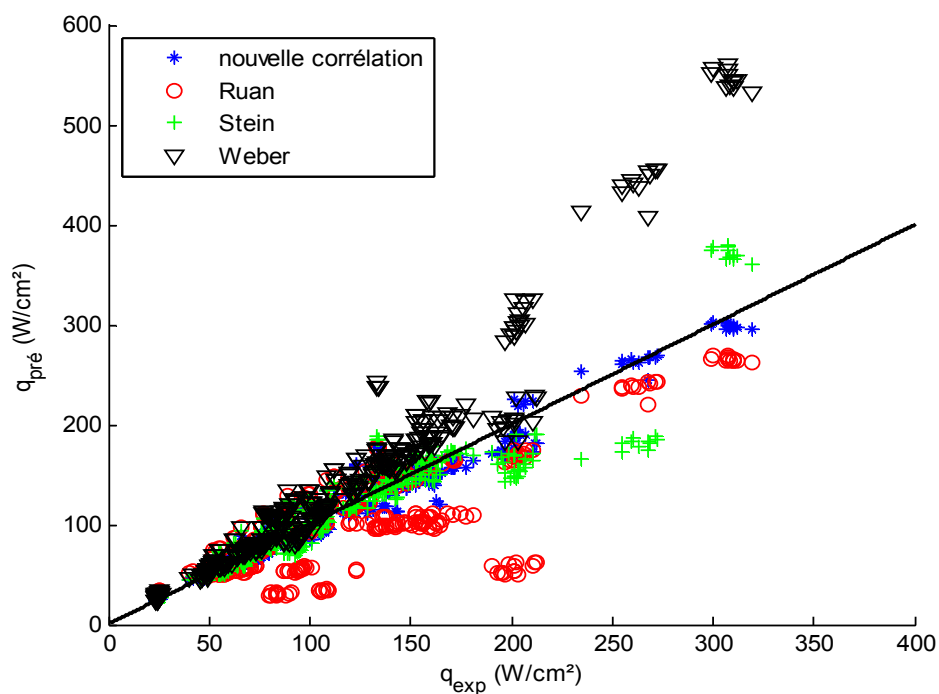


Figure 4.5. Comparaison de données expérimentales de Stein et Yildiz avec les différentes corrélations (poreux).

On peut conclure que la prédiction du FCC à l'aide de la nouvelle corrélation est fiable par rapport aux autres corrélations.

4.7 Conclusion

Trois corrélations du FCC ont été comparées à une nouvelle corrélation récemment développée pour les tubes lisses et poreux verticaux uniformément chauffés à basse pression et bas débit massique. Pour cette étude, 466 points ont été sélectionnés de la littérature. Les gammes testées pour l'ébullition de l'eau dans les tubes ronds lisses et poreux verticaux uniformément chauffés étaient comme suit:

$$0.1 \leq P \leq 0.714 \text{MPa}, \quad D = 0.006 - 0.012 \text{m}, \quad 0.127 \leq L \leq 0.6 \text{m}, \quad 21 \leq G \leq 304.48 \text{kg} / \text{m}^2 \text{s}, \\ 16.10 \leq q_{cr} \leq 470.05 \text{W/cm}^2.$$

L'écart type a été calculé pour la nouvelle corrélation aussi bien que les corrélations de Stein, Weber, et Ruan.

Des résultats appréciables des FCC ont été prédits avec la nouvelle corrélation qui a résulté des erreurs relative moyenne e_M de -0.23 % pour les tubes lisses et de -0.861% pour les tubes poreux, et des écarts type σ_q de 9.02 % pour les tubes lisses et de 10.40 % pour les tubes poreux.

Conclusion générale et perspectives

L'évaporateur occupe une place primordiale dans l'industrie, car il représente un élément principal de toute la chaîne industrielle. C'est pourquoi la sûreté de fonctionnement des évaporateurs est une préoccupation des constructeurs et des utilisateurs.

Après avoir décrit l'ébullition et les principaux types du flux de chaleur critique (FCC), nous avons étudié de manière exhaustive les méthodes de prédiction. L'exposé théorique des méthodes de prédiction nous a permis d'utiliser la méthode des plans d'expérience pour voir l'influence de différents facteurs sur le FCC tels que: la pression, flux massique; titre thermodynamique, et le rapport L/D. Ces facteurs sont analysés dans les deux cas: pour les tubes lisses et avec une couche poreuse.

De plus nous avons entamé une comparaison des corrélations du FCC et des nouvelles corrélations qui sont proposées. Les résultats des nouvelles corrélations sont comparés avec ceux expérimentaux. La comparaison des deux approches nous a permis de confirmer l'efficacité de l'utilisation de cette méthode pour la résolution de ce genre de problème. Des résultats appréciables des FCC ont été prédits avec la nouvelle corrélation qui a résulté des erreurs relatives moyennes e_M de -0.23% pour les tubes lisses et de -0.861% pour les tubes poreux, et des écarts type σ_q de 9.02% pour les tubes lisses et de 10.40% pour les tubes poreux.

Le sujet de l'ébullition et de flux de chaleur critique est toujours d'actualité et a permis d'attirer l'attention sur l'étude de ce phénomène dans des systèmes délicats avec des conditions différentes, en utilisant des diverses approches et méthodes d'analyse et de prédictions, telles que les études menées par Shangzhen et al. Dans leur article ils ont présenté un aperçu complet des expériences d'amélioration, en se concentrant sur quatre types d'approches. La première approche consistait à améliorer les propriétés des fluides en ajoutant des nanoparticules au fluide de base, par lequel l'ébullition en réservoir et l'ébullition en convection forcée permet d'obtenir des améliorations significatives en FCC. La seconde méthode récemment mise au point pour augmenter le FCC était la modification de surface, où diverses nanostructures de surface étaient fabriquées par des techniques avancées. Troisièmement, ils ont examiné l'effet de diverses structures modifiées sur le processus d'ébullition. Enfin, des approches hybrides créatives et remarquables ont été présentées[86]. D'autre part Quan et al ont utilisé le modèle eulérien à deux fluides couplé au modèle à ébullition à paroi étendue pour simuler le départ de l'ébullition nucléée (DNB) dans des tubes chauffés verticaux soumis à des pressions élevées en utilisant STAR-CCM + 10.04. Sur la base de l'approche CFD, des nouvelles méthodes ont été développées pour prédire le flux de chaleur critique (FCC) dans les tubes chauffés à la fois uniformes et non uniformes [87]. Dans l'article de Wei et al, un nouveau modèle de flux de chaleur critique a priori (FCC) a été dérivé de la dynamique des bulles de l'ébullition nucléée. Il tient compte de l'ébullition en réservoir et de l'ébullition convective forcée et intègre un modèle d'effet mutuel et un modèle de contrainte de cisaillement [88]. Greenwood et al ont présenté et comparé des données expérimentales sur les flux de chaleur critiques à des conditions prototypiques de petits réacteurs modulaires à eau légère. Les conditions expérimentales d'entrée du test du FCC varient entre des pressions de 8-16 MPa, des flux massiques de 500-1600 kg/m².s et un sous-refroidissement de l'eau d'entrée de 250 à 650 kJ/kg. Les données expérimentales ont également été comparées à plusieurs méthodes de prédiction dont les plages d'application sont les plus proches des conditions de test [89]. Jie et al aussi ont établi un modèle de prédiction du FCC basé sur la théorie de l'entassement des bulles à proximité de la paroi, pour un écoulement d'eau de faible qualité dans des tubes circulaires verticaux chauffés uniformément dans des

conditions de haute pression et de faible débit. Ils ont proposé et utilisé aussi une nouvelle formule du diamètre de départ des bulles, tenant compte de l'effet de la flottabilité, pour résoudre le modèle avec de nombreuses autres corrélations empiriques[90].

Nous envisageons, en perspective, d'insérer nos corrélations dans la famille des outils de prédiction du FCC d'une part. D'autre part, nous comptons élaborer des corrélations avec d'autres données expérimentales disponibles dans la littérature et réaliser des essais expérimentaux. Pour ce faire, on propose le plan d'action suivant.

Une première collaboration a été engagée au Conservatoire national des arts et métiers à Paris début 2018 lors de mon séjour de recherche effectuée dans le Laboratoire de génie énergétique et procédés du Cnam (équipe de recherche EA7341 reconnue par le ministère français). Deux axes complémentaires de recherche ont été identifiés et sur lesquels le Conservatoire est d'accord pour formaliser un accord-cadre avec l'université de TEBESSA si cela est souhaité par le comité scientifique et de recherche de l'université algérienne pour contextualiser notre partenariat commun.

Phénomènes locaux en ébullition

- 1) J'ai rencontré madame Florine GIRAUD, maître de conférences au Cnam et spécialiste en recherche de l'étude des phénomènes locaux en ébullition. Madame Florine GIRAUD encourage une prochaine collaboration partenariale sur ce sujet avec l'université de Tebessa.
- 2) Cette thématique est à dominante expérimentale au Cnam avec de nombreux moyens d'essais et des bases de données à contenu innovant.
- 3) Ces travaux pourraient utilement être couplés aux autres travaux pour ce qui concerne la modélisation des transferts thermiques et flux critique dans les évaporateurs par des nombres adimensionnels qui est une spécialité de cette thèse de doctorat.
- 4) Une communication en congrès international pourra être proposée avec un article à flécher dans le Journal « International Journal of Refrigeration ».
- 5) Trois publications récentes du laboratoire concernent l'ébullition de l'eau avec pour applications les évaporateurs basse pression.
- 6) A basse pression, les surchauffes pariétales nécessaires pour déclencher l'ébullition sont tellement importantes (plusieurs Kelvin) qu'il est délicat de bien cerner dans nos expériences le flux critique bien que, la taille des bulles étant centimétrique, des phénomènes similaires sont observables. Une publication (flow regimes.pdf) très appliquée concerne la vaporisation de l'eau dans un échangeur à plaques lisses.
- 7) Deux autres publications récentes sont axées sur la recherche fondamentale de l'ébullition de l'eau. Pour la première 'New_boiling_regime.pdf' en ébullition en vase en configuration horizontale; pour la seconde 'Boiling_narrow-spaces.pdf' en ébullition en vase verticale confinée.

Poly-génération dans les machines thermiques (COP21 Paris, 22 Marrakech, 23 Bonn et 24 Pologne)

- 8) Une collaboration est également souhaitée avec l'équipe du Pr Georges Descombes du Cnam et du Pr Plamen PUNOV, maître de conférences habilité à diriger des recherches avec l'université Technique de Sofia en Bulgarie (partenariat international croisé) dans le cadre de la poly-génération des machines thermiques avec un focus sur les transferts de masse et de chaleur dans les échangeurs de récupération d'énergie (évaporateurs et condenseurs).

- 9) Cette thématique est de pleine actualité dans le cadre de la transition énergétique appliquée aux transports et à l'industrie (cogénération des moteurs thermiques et des turbines à gaz, conditionnement d'air et génie climatique, énergies renouvelables de seconde génération).
- 10) Des communications internationales seront proposées en commun sans problème entre les deux établissements.

Contextualisation du projet fédéré de recherche en Cycle de récupération d'énergie

L'expertise scientifique serait très appréciée en particulier sur les chapitres 3 et 4 car ils constituent un point très sensible de la recherche en cours au Cnam.

- ❖ Le premier chapitre fait un rappel des techniques de récupération de chaleur et plus particulièrement de la récupération par cycle de Rankine, son historique, ses variantes et ses composants. Le second chapitre présente les moyens d'essais et de mesures déployés au laboratoire.
- ❖ Le troisième chapitre propose une approche de l'analyse des moteurs à apport de chaleur externe par le moteur de Carnot endo-réversible. On développe également une optimisation du cycle de Rankine endo-réversible pour sélectionner le fluide de travail en fonction de la température de la source chaude.
- ❖ Le quatrième chapitre étudie le cycle de Rankine. Les points optimaux de fonctionnement sont recherchés par l'intermédiaire d'un modèle basé sur des mesures expérimentales réalisées au niveau de l'échangeur. Il s'agit d'un point très délicat sur lequel l'expertise serait très utile car la notion d'inertie et de temps de réponse de l'évaporateur ne sont toujours pas résolus correctement.
- ❖ Le cinquième et dernier chapitre présente la modélisation dynamique d'une machine de détente à piston. Ce modèle est utilisé pour décrire la loi de distribution d'un concept de machine de détente à piston à distribution simplifiée.

Ce travail de recherche de pleine actualité est motivé par la nécessité croissante d'améliorer l'efficacité énergétique des systèmes industriels et de transports dans le but de diminuer le recours aux énergies fossiles et de diminuer les émissions de gaz à effet de serre et les rejets polluants.

Les rejets thermiques (**récupération d'énergie fatale**) apparaissent comme un bon moyen de réduire les consommations d'énergie primaire des motorisations thermiques. Le choix de se tourner vers l'étude du cycle de Rankine a été motivé par des travaux précédents de thèse de Yulia Glavatskaya et Yuxiang Dong qui ont tous deux réalisé une thèse CIFRE sur ce sujet en partenariat avec Renault SA sous la direction scientifique du Pr Georges Descombes.

Quelques Publications récentes sur la cogénération et récupération d'énergie

- E. Keryakos, J. Toubassy, A. Danlos, D. Clodic, G. Descombes. 2016. Fin-and-Tube Heat Exchanger Material and Inlet Velocity Effect under Frosting. Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability TMREES16 Fall Meeting, November 16-18 Paris-France
- J. Bassila, J. Toubassy, D. Clodic, A. Danlos; G. Descombes. 2016. Material And Fin Pitch Effect On Frosting CO2 In A Fin-And-Tube Heat Exchanger. Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability TMREES16 Fall Meeting, November 16-18 Paris-France
- A. P. Atta, Y. N'guessan, C. Morin, A. Jaecker Voirol, G. Descombes. 2016. Calculation of Greenhouse Gas Emissions of Jatropa Oil and Jatropa Biodiesel as Alternative Fuels for Electricity Production in Côte d'Ivoire. Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability TMREES16 Fall Meeting, November 16-18 Paris-France

- P. Punov, N. Milkov, Q. Danel, C. Périlhon, P. Podevin, T. Evtimov. 2016. Optimization of Automotive Rankine Cycle Waste Heat Recovery under Various Engine Operating Condition. Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability TMREES16 Fall Meeting, November 16-18 Paris-France
- M. Dahmani, C. Périlhon, C. Marillet, N. Hajjaji, A. Houas, Z. Khila. 2016. Development of a fixed bed gasifier model and optimal operating conditions determination condition. Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability TMREES16 Fall Meeting, November 16-18 Paris-France

Références bibliographiques

- [1] M.Hervier, Les explosions de chaudières à vapeurs, Université de WISCONSIN 1894.
- [2] ITIM YOUCEF, Modélisation du comportement thermomécanique d'une pipeline : influence des jonctions, MAGISTER, Université Mentouri Constantine, 2010
- [3] Aoulmi Zoubir, Etude et analyse du transfert de chaleur lors de l'ébullition eau vapeur dans une chaudière. Université de Annaba, 2010.
- [4] Kadi Rabeh, Prédiction de flux thermique critique en ébullition sous saturée en utilisant le modèle monodimensionnel à deux zones. MAGISTER ? Université de Boumerdès, 2007.
- [5] Collier, J., AND Thome, J. convective boiling and condensation, Oxford University Press, 1994.
- [6] Collier, J. G. and Thome, J.R., Convective Boiling and Condensation, third edition, Oxford Science Publications, 1996.
- [7] SAMUEL, V., Développement d'une corrélation prédisant l'apparition du FCC dans un tube vertical chauffé uniformément en convection forcée avec un écoulement ascendant d'eau. ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL, 2011.
- [8] G.J. KIRBY, R. STANIFORTH, et J.H. KINNEIR, A visual study of forced convection boiling. Part 2. Flow patterns and burnout of a round tube section. AEEWR506, 1967.
- [9] S.S. KUTATELADZE, A.I. LEONTEV, Some application of the asymptotic theory of the turbulent boundary layer. Proceedings of the 3rd International heat transfer Conference, Chicago, 1966.
- [10] L.S. TONG, Boundary layer analysis of the flow boiling crisis. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1968, pp. 1208-1211.
- [11] W. HEBEL, et W. DEFARVERNIER, Critical heat transfer rate to flowing cooling water. Kerntechnik, Vol. 19, No. 5, 1977, pp. 228-232.
- [12] L. MAROTI, Critical heat flux in subcooled and low quality boiling. Crip Budapest, Report No. KFKI-76-34, 1976.
- [13] M.P. FIORI, et A.E. BERGLES, Model of critical heat flux in subcooled flow boiling. Fourth international heat transfer conference, Paris, paper B6.3, 1970.
- [14] G.F. HEWITT, Burnout. Dans Handbook of multiphase systems (G. Hetsroni ed.). McGrawHill Book Company, New-York, N.Y., 1982, pp.6.66-6.141.
- [15] A. OLEKHNOVITCH, Étude du flux de chaleur critique à des pressions faibles. Thèse de doctorat d'université. Montréal : École Polytechnique de Montréal, 1997, 539 p.
- [16] FRANCOIS XAVIER, Amélioration du flux de chaleur critique dans un tube vertical chauffe uniformément par insertion d'un déflecteur. Université de MONTEREAL, 2013
- [17] WEISMAN, J. et PEI, B. (1983). Prediction of critical heat flux in flow boiling at low qualities. International journal of heat and mass transfer, 26, 1463–1477.
- [18] LEE, Y. et MUDAWAR, I. (1988). A mechanistic critical heat flux model for subcooled flow boiling based on local bulk conditions. International journal of multiphase flow, 14, 711–726.
- [19] BRICARD, P. (1992). Modélisation fine de la crise d'ébullition : analyse critique de la bibliographie et présentation détaillée de 4 modèles théoriques. EDF, Direction des Etudes et Recherches.
- [20] GOVAN, A. (1990). Modelling of vertical annular and dispersed two-phase flows. Thèse de doctorat, Imperial College.

- [21] OKAWA, T., KOTANI, A., KATAOKA, I. et NAITO, M. (2003). Prediction of critical heat flux in annular flow using a film flow model. *Journal of Nuclear Science and Technology*, 40, 388–396.
- [22] JAYANTI, S. et VALETTE, M. (2004). Prediction of dryout and post-dryout heat transfer at high pressures using a one-dimensional three-fluid model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4895–4910.
- [23] HEWITT, G. et LACEY, P. (1965). The breakdown of the liquid film in annular two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 8, 781–791.
- [24] Dalila KHALFA, Simulation des paramètres thermohydrauliques d'un générateur de vapeur en régime stationnaire Chaudière 40 Sonelgaz – Université de Annaba – 2006.
- [25] Pluioise et Descombes, l'organisation du désordre pour sortir du chaos par Michel Pluioise, Edition imprimvert Novembre 2010. 306 p
- [26] Bowring, R.W., A Simple but Accurate Round Tube, Uniform Heat Flux, Dryout Correlation over the Pressure Range 0.7-17 MN/m² (100 - 2500 PSIA), United Kingdom Atomic Energy Authority, 1972.
- [27] Thompson, B., and MacBeth, R.V., Boiling Water Heat Transfer Burnout in Uniformly Heated Round Tubes: A Compilation of World Data with Accurate Correlations, UKAEA AEEW-R356, 1964.
- [28] Katto, Y., An Analytical Investigation on CHF of Flow Boiling in Uniformly Heated Vertical Tubes with Special Reference to Governing Dimensionless Groups, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.25, pp. 1353-1361,1982.
- [29] Shah, M.M., Improved General Correlation for Critical Heat Flux during Upflow in Uniformly Heated Vertical Tubes, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 8, pp 326-335,1987.
- [30] Macbeth, R.V., Burnout Analysis, Part 4: Application of a Local Conditions Hypothesis to World Data for Uniformly Heated Tubes and Rectangular Channels, AEEW-R-267, 1963.
- [31] Barnett, P.G., 1963. The scaling of forced convection boiling heat transfer. Report, United Kingdom Atomic Energy Authority, AEEW-R134.
- [32] Biasi, L., Clerici, G.C., Garriba, S., Sala, R. and Tozzi, A., Studies on Burnout, Part 3., *EnergiaNucleare*, Vol 14, pp 530-536,1967.
- [33] Doroshchuk, V.E., Levitan, L.L. and Lantzman, F.P., Boiling Crisis in Evaporator Tubes, *Heat Transfer-Soviet Research*, Vol.12, No.6,1980.
- [34] Becker, K. M., Analytical and Experimental Study of Burnout Conditions in Vertical Round Ducts, Report, AE-178,1965.
- [35] Shah, M.M., Improved General Correlation for Critical Heat Flux during Upflow in Uniformly Heated Vertical Tubes, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 8, pp 326-335,1987.
- [36] Hall, D. D., and Mudawar, I., Critical Heat Flux for Water Flow in Tubes - II subcooled CHF correlations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2605 - 2640, 2000.
- [37] Katto, Y., 1990. A physical approach to critical heat flux of Subcooled flow boiling in round tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, N°4. pp. 611-620.
- [38] FERROUK MOHAMED, contribution a l'étude de la crise d'ébullition a faible titre : caléfaction, thèse de doctorat, université de université m'Hamed Bougara- Boumerdes, 2009 (Algérie).
- [39] Tong, L.S, Currin, H.B., Larsen, P.S. & Smith, O.G., 1965. Influence of axially nonuniform heat flux on DNB, *Chem. Engng Prog. Symp. Ser.* 62 (64), 35-40.
- [40] Kutateladze, S.S. & Leont'ev, A.I., 1966. Some applications of the asymptotic theory of the turbulent boundary layer, *Proc. 3rd Int. Heat Transfer Conf.* Vol III, pp. 1-6.

- [41] Tong, L.S., 1968. Boundary layer analysis of the flow boiling crisis, *Int. J. Heat Mass Transfer* 11 , 1208-1211.
- [42] Tong, L.S., 1975. A phenomenological study of critical heat flux, ASME Paper 75-HT-68.
- [43] Purcupile, J. C. & Gouse, S.W., 1972. Reynolds flux model of critical heat flux in subcooled forced convection boiling, ASME Paper 72-HT-4.
- [44] Hancox, W.T. & Nicoll, W.B., 1973. On the dependence of the flow-boiling heat transfer crisis on local near-wall conditions, ASME Paper 73-HT-38.
- [45] Thorgerson, E.J., Knoebel, D.H. & Gibbons, J.H., 1974. A model to predict convective subcooled critical heat flux, *Trans. ASME, series C, J. Heat Transfer* 96, 79-82.
- [46] Bergel'son, B.R., 1980. Burnout under conditions of subcooled boiling and forced convection, *Thermal Engng.* 27(1), 48-50.
- [47] Smogalev, I.P., 1981. Calculation of critical heat fluxes with flow of subcooled water at low velocity, *Thermal Engng* 28 (4), 208-211.
- [48] Hebel, W., Detavernier, W. & Decreton, M., 1981. A contribution to the hydrodynamics of boiling crisis in a forced flow of water', *Nucl. Engng Des.* 64, 433-445.
- [49] Weisman, J. & Pei, B.S., 1983. Prediction of critical heat flux in flow boiling at low qualities, *Int. J. heat Mass Transfer* 26, 1463-1477.
- [50] Weisman, J & Ying, S.H., 1983. Theoretically based CHF prediction at low qualities and intermediate flows, *Trans. Am. Nucl. Soc.* 45, 832-833.
- [51] Yagov, V.V. & Puzin, V.A., 1985. Burnout under conditions of forced flow of subcooled liquid', *Thermal Engng* 32 (10), 569 -572.
- [52] Lee, C.H. & Mudawar, I. , 1988. A mechanistic critical heat flux model for subcooled flow boiling based on local bulk flow conditions, *Int. J. Multiphase Flow* 14, 711-728.
- [53] Weisman, J., 1992. The current status of theoretically based approaches to the prediction of the critical heat flux in flow boiling, *Nucl. Technology* Vol 99 (1992).
- [54] Groeneveld, D.C, Shan, J.Q., Vasic , A.Z., Leung, L.K.H., Durmayaz ,A., Yang, J., Cheng, S.C , Tanase, A., The 2005 CHF Look-up Table, The 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH-11), Avignon, France, 2005.
- [55] Doroshchuk, V.E., Levitan, L.L. and Lantzman, F.P., Recommendations for Calculating Burnout in a Round Tube with Uniform Heat Release, *Teploenergetika* Vol. 22 pp. 66-70, 1975.
- [56] Groeneveld, D. C, Cheng, S. C, and Doan, T., AECL-UO Critical Heat Flux Look-up Table, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 7, pp. 46 - 62,1986.
- [57] Groeneveld, D.C., On the Definition of Critical Heat Flux Margin, *Nuclear Engineering Design*, Vol.163, pp.45-247,1996.
- [58] Katto Y., A Prediction Model of Subcooled Water Flow Boiling CHF for Pressure in the Range 0.1-20.0 MPa, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, pp.1115-1123, 1992.
- [59] Kirillov, P.L., Bobkov, V.P., Boltenko, E.A., Vinogradov, V.N., Katan, I.B., and Smogalev, LP., Lookup Tables of Critical Heat Fluxes, *Atomnaya Energiya*, Vol.71, No.1, pp. 18-28, 1991.
- [60] Groeneveled, D.C., Leung, L.K.H., Bobkov, V.P., Smogalev, P., Vinogradov, V.N., Huang, X.C. and Royer, E., The 1995 look-up table for critical heat flux in tubes *Nuclear Engineering and Design* Volume 163, Issues 1–2, June 1996, Pages 1-23.

- [61] Durmayaz, A., Groeneveld, D.C., Cheng, S.C., 2004. Assessment of critical heat-flux look-up tables, experimental data and selected correlations. In: Proceedings of the Sixth International Conference on Simulation Methods in Nuclear Engineering, October 12–15, Montreal.
- [62] Mayinger F., 1967. Investigations into the Critical Heat Flux in Boiling Water, EUR-3347.
- [63] Era, A., Gaspari, G.P., Hassid, A., Milani, A., Zavattarelli, R., 1967. Heat Transfer Data in the Liquid Deficient Region for Steam–Water Mixtures at 70 kg/sm² Flowing in Tubular and Annular Conduits, Report CISE R-184.
- [64] Bertoletti, S., 1964. Heat Transfer to Steam—Water Mixtures, CISE R-78.
- [65] Ladislau, L., 1978. The influence of pressure on critical heat flux at medium diameter (4 mm). In: *Teplofizicheskie Issledovanija dlja Obespechenija Nadyozhnosti I Bezopasnosti Jadernykh Reaktorov Vodo-Vodyanogo Tipa*. Institute of Power Nuclear Reactors, Bucharest, Romania.
- [66] Zuber, N., 1959. Hydrodynamic Aspects of Boiling Heat Transfer, Atomic Energy Commission Report AECU-4439.
- [67] Ivey, H.J., Morris, D.J., 1962. On the Relevance of the Vapour–Liquid–Exchange Mechanism for Subcooled Boiling Heat Transfer at High Pressures, AEEWR-137.
- [68] Durmayaz, A., Groeneveld, D.C., Cheng, S.C., 2004. Assessment of critical heat-flux look-up tables, experimental data and selected correlations. In: Proceedings of the Sixth International Conference on Simulation Methods in Nuclear Engineering, October 12–15, Montreal.
- [69] Wong, W., 1994. Effect of diameter on the critical heat flux. M.A. Sc. thesis. Department of Mechanical Engineering, University of Ottawa.
- [70] Huang, X.C., Cheng, S.C., 1994. Simple method for smoothing multidimensional experimental data with application to the CHF and post dryout look-up tables. *Numer. Heat Transfer, Part B* 26 (4), 425–438.
- [71] Baek, W.P., Kim, H.C., and Chang, S.H., An Independent Assessment of Groeneveld et al.'s 1995 Look-Up Table, RCM for the IAEA CRP on Thermalhydraulic Relationship for Advanced Water Cooled Reactor, 1998.
- [72] Chun, T.H., Hwang, D.H., Bang, J.G., Baek, W.P., Chang, S.H., Prediction of CHF in Fuel Assemblies, Using a CHF Table Method, Proceedings of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting, October, 1997.
- [73] Chandraker, P.K., Vijayan, P.K., Saha, D., Sinha, R.K., An Assessment of Critical Heat Flux Correlations and Look-up Table, Sixteenth National Convention of Mechanical Engineers and All India Seminar on Future Trends in Mechanical Engineering, Research and Development, Dept of Mech & Ind. Engg, U.O.R, Roorkee, Sept. 29 - 30, 2000.
- [74] Stein Michael, Systematische Untersuchung der kritischen Wärmestromdichte beim Strömungssieden von Wasser in lotrechten Kreisrohren mit und ohne poröser Beschichtung, thesis, Technical University of Berlin, School of Process Sciences and Engineering, 2004-04-13.
- [75] Yildiz, S., Bartsch, G., A new correlation for the limiting quality of critical heat flux at low mass fluxes and low pressures, *Int. J Energy Res.*, No.28, pp. 1101-1112, 2004.
- [76] THOME, J. (1990). Enhanced boiling heat transfer. Hemisphere New York. VASSALLO, P., KUMAR, R. et D'AMICO, S. (2004). Pool boiling heat transfer experiments in silica–water nano-fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 407–411.

- [77] AMMERMAN, C. et YOU, S. (2001). Enhancing small-channel convective boiling performance using a microporous surface coating. *Journal of heat transfer*, 123, 976–983.
- [78] Chang, S.H., Baek, W.P., Tae Min Bae, A Study of Critical Heat Flux for Low Flow of Water in Vertical Round Tubes under Low Pressure, *Nuclear Engineering Design*, Vol. 132, pp. 225-237, 1991.
- [79] Kim, H. C, Baek, W. P., and Chang , S. H., CHF of Water in Vertical Round Tubes at Low Pressure and Low Flow Conditions, *Nuclear Engineering Design*, No. 199, pp 49-74, 2000.
- [80] Mishima, K., Nishihara, K, and Michiyosi, I, Boiling Burnout and Instability for Water Flowing in Round Tubes under Atmospheric Pressure, *Int. J. heat mass transfer*, Vol. 28, no.6, pp.1115-1129, 1985,
- [81] Moon, S.K., Baek, W.P., and Chang, S.H., Parametric Trends Analysis of Critical Heat Flux Based on Artificial Neural Networks, *Nuclear Engineering Design*, Vol. 163, pp. 29-49, 1996.
- [82] El-Genk M.S., Haynes, J.S., Kim, S.H., Experimental studies of CHF for low flow of water in vertical annuli near atmosphere pressure, *Int. J. heat mass transfer*, Vol.31, No.11, pp. 2291-2304, 1985.
- [83] Kinoshita, H., Yoshida, T., Inasaka, Fujio., Nariai, H.: Effect of heated length on the critical heat flux of subcooled flow boiling (1st report, Observation of bubbles and slug length at atmospheric pressure), In: *Heated transfer Asian research*, Vol.29, No.2, 2000, pp. 132-143.
- [84] Sudo, Y.: Effect of Effect of Channel Length on Critical Heat Flux Under Conditions of High Subcooling and High Velocity in Short Heated Channels, In: *Heat Transfer—Japanese Research*, Vol.27, No.7,1998.pp. 509-521.
- [85] W. Jaewoo Shim and Ohyoung Kim, Prediction of CHF for uniformly Heated vertical Tubes at low pressures and low Flows, *J. Ind. Eng. Chem.* Vol. 10, (2004) 516-523.
- [86] Shangzhen. X., Mehrdad. S. B., Jiejun. C., Jiyun . Z., 2018 Review of critical-heat-flux enhancement methods, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122 (2018) 275–289 <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.116>.
- [87] Quan. Li., Avramova. M., Yongjun. J., Ping. C., 2018 CFD prediction of critical heat flux in vertical heated tubes with uniform and non-uniform heat flux 626 (2018) 403-4012. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2017.11.009>
- [88] Wei. D., Eckhard. K., Uwe. H., 2018 Quantitative prediction of critical heat flux initiation in pool and flow boiling *International Journal of Thermal Sciences* 125 (2018) 121–131. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.11.022>.
- [89] Greenwood. M.S., Duarte. J.P., Corradini. M 2017 Presentation and comparison of experimental critical heat flux data at conditions prototypical of light water small modular reactors. *Nuclear Engineering and Design* 317 (2017) 220–231. <http://dx.doi.org/10.1016/j.nucengdes.2016.12.030>.
- [90] Jie. P., Ran. L., Dong. Y., Gang. W., 2016. Critical heat flux prediction model for low quality flow boiling of water in vertical circular tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 99 (2016) 243–251. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.072>.

Code d'interpolation

(Ce code a été programmé sur le logiciel Matlab.)

```

clear all;
clc;
T= csvread('D:\Project\lookuptable.csv');
P0=input('Entre the pressure value( between 100 & 21000) P0= : ');
MF0=input('Enter the mass flux value (between 0 & 8000)MF0= : ');
Q0=input('Entre the quality value (between -0.5 & 1) Q0= : ');
[LIG,COL]=size(T);
TR=0;
for i=1:LIG
    if (T(i, 1)==P0) & (T(i, 2)==MF0) & (T(i, 3)==Q0)
        CHF=T(i,4)
        i=LIG+1;
        TR=1;
    end
end

%if TR==1

Pp1=0;
Pp2=0;
i=1;
while i<=LIG;
    if T(i,1)<P0
        i=i+1;
    elseif T(i,1)>P0
        i;
        Pp2= T(i,1)
        i+1;
        Pp1= T(i-1,1)
        i=LIG+1;
    else
        Pp1= T(i,1)
        Pp2= T(i,1)
        i=LIG+1;
    end
end

Q1=0;
Q2=0;
i=1;
while i<=LIG;
    if T(i,3)<Q0
        i=i+1;
    elseif T(i,3)>Q0
        i;
        Q2= T(i,3)

```

```

        i+1;
        Q1= T(i-1,3)
        i=LIG+1;
    else
        Q1= T(i,3)
        Q2= T(i,3)
        i=LIG+1;
    end
end
end

MF1=0;
MF2=0;
i=1;
while i<=LIG;
    if T(i,2)<MF0
        i=i+1;
    elseif T(i,2)>MF0
        i;
        MF2= T(i,2)
        i+1;
        MF1= T(i-1,2)
        i=LIG+1;
    else
        MF1= T(i,2)
        MF2= T(i,2)
        i=LIG+1;
    end
end
end

%End TR
P=[Pp1 Pp2]
MF=[MF1 MF2]
Q=[Q1 Q2]
disp('The Critical Heat Flux value calculated without interpolation (directly from
table)(P,MF,Q):')

%First case one when of the factors doesn't exist
% Pp1 is not equal to Pp2
if Pp1==Pp2 & MF1==MF2 & Q1==Q2
for i=1:LIG
    if (T(i, 1)==P0) & (T(i, 2)==MF0) & (T(i, 3)==Q0)
        CHF=T(i,4)
        i=LIG+1
        TR=1;
    end
end
elseif Pp1~=Pp2 & MF1==MF2 & Q1==Q2

```

```

%MF1=MF and Q1=Q2
%1/ Pp1 MF1 Q1
P=[Pp1 Pp2]
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFa=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
%1/ Pp2 MF1 Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFb=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
CHF=[CHFa CHFb];
disp('The Critical Heat Flux value which calculated using CHF_122=interp1(P,CHF,P0)is:')
CHF_wanted = interp1(P,CHF,P0)

elseif Pp1==Pp2 & MF1~=MF2 & Q1==Q2

% MF1 is not equal to MF2
%Pp1=Pp2 and Q1=Q2
%1/ Pp1 MF1 Q1
MF=[MF1 MF2]
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFa=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
%1/ Pp2 MF1 Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFb=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
CHF=[CHFa CHFb];
disp('The Critical Heat Flux value is which calculated using CHF_122=interp1(MF,CHF,MF0):')
CHF_wanted = interp1(MF,CHF,MF0)

elseif Pp1==Pp2 & MF1==MF2 & Q1~=Q2
% Q1 is not equal to Q2
%Pp1=Pp2 and MF1=MF2
%1/ Pp1 MF1 Q1
Q=[Q1 Q2]

```

```

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFa=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
%1/ Pp1 MF1 Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFb=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
CHF=[CHFa CHFb];
disp('The Critical Heat Flux value which calculated using CHF_122=interp1(Q,CHF,Q0)is:')
CHF_wanted = interp1(Q,CHF,Q0)

elseif Pp1~=Pp2 & MF1~=MF2 & Q1==Q2
%second case : when tow of the factors don't exist
% Pp1 doesn't equal to Pp2 and MF1 doesn't equal to MF2
%Q1=Q2

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFa=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
%1/ Pp2 MF1 Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFb=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFc=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFd=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

```

```

    end
end

CHF = [CHFa CHFb
    CHFc CHFd];
disp('The Critical Heat Flux value which calculated using CHF_155 =
interp2(P,MF,CHF,P0,MF0)is:')
CHF_wanted = interp2(P,MF,CHF,P0,MF0)
elseif Pp1~=Pp2 & MF1==MF2 & Q1~=Q2

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFa=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
%1/ Pp2 MF1 Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFb=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFc=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFd=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

CHF = [CHFa CHFb
    CHFc CHFd];
disp('The Critical Heat Flux value which calculated using CHF_155 =
interp2(P,Q,CHF,P0,Q0)is:')
CHF_wanted = interp2(P,Q,CHF,P0,Q0)
elseif Pp1==Pp2 & MF1~=MF2 & Q1~=Q2

for i=1:1:LIG

```

```

    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFa=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
%1/ Pp2 MF1 Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFb=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFc=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFd=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

CHF = [CHFa CHFb
        CHFc CHFd];
disp('The Critical Heat Flux value which calculated using CHF_155 =
interp2(MF,Q,CHF,MF0,Q0)is:')

CHF_wanted = interp2(MF,Q,CHF,MF0,Q0)

elseif Pp1~=Pp2 & MF1~=MF2 & Q1~=Q2

% Pp1, MF1, Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFa=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

% Pp1, MF1, Q2
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFb=T(i,4)

```

```
        i=LIG+1
    end
end

% Pp1, MF2, Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFc=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

% Pp1, MF2, Q2
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp1) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFd=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

% Pp2, MF1, Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFe=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

% Pp2, MF1, Q2
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF1) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFf=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

% Pp2, MF2, Q1
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q1)
        CHFg=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end

% Pp2, MF2, Q2
for i=1:1:LIG
    if (T(i, 1)==Pp2) & (T(i, 2)==MF2) & (T(i, 3)==Q2)
        CHFh=T(i,4)
        i=LIG+1
    end
end
```



```
end
end
CHF(1,1,1)= CHFa;
CHF(1,1,2)=CHFb;
CHF(1,2,1)=CHFc;
CHF(1,2,2)= CHFd;
CHF(2,1,1)=CHFe;
CHF(2,1,2)=CHFf;
CHF(2,2,1)= CHFg;
CHF(2,2,2)=CHFh;
% End TR

disp('The Critical Heat Flux value which calculated using CHF_wanted =
interp3(P,MF,Q,CHF,P0,MF0,Q0)is:')
CHF_wanted = interp3(P,MF,Q,CHF,P0,MF0,Q0)
end
```

Tableau B.1 Composition chimique en % d'alliages de l'inconel 600 et d'Acier 1X18H9T

	Ni	Co	Cr	Fe	Cn	Mn	Si	C	P	S	Ti	Al	Reste
Inconel 600	74.5	0.09	15.9	8.35	0.07	0.23	0.29	0.064	0.006	0.002	0.26	0.16	0.078
Acier 1X18H9T	9.82		18.1			0.88	0.74	0.09			0.45		

Tableau B.2 Conductivité thermique d'Inconel 600 et d'Acier 1X18H9T (en W/mK)

	100	200	300	400	500	600
Inconel 600	15.97	17.21	17.9	20.14	21.85	23.7
Acier 1X18H9T	13.8	15.1	16.5	17.9	19.2	20.5

Résistivité électrique d'inconel 600 ($\Omega \cdot mm^2 / m$)

$$\omega_{Inconel} = 1.025 + 0.00026T - 0.00000017T^2$$