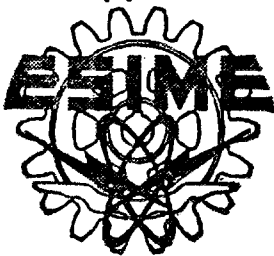


INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA
Y ELECTRICA**

UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO

**Determinación del Flujo Crítico de
Calor en una Sección Anular.**



PROYECTO DE INVESTIGACION

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO**

P R E S E N T A

CARLOS ALBERTO REYES CABRERA

MEXICO, D.F.

1997

28-10

**INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO**

R E P O R T E T E C N I C O

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE POR LA OPCION DE TITULACION DEBERA(N) DESARROLLAR	INGENIERO MECANICO Proyecto de Investigación DEPI-931578 El C. <u>CARLOS ALBERTO REYES CABRERA</u>
--	---

DETERMINACION DEL FLUJO CRITICO DE CALOR EN UNA SECCION ANULAR

Debido al enorme interés que durante los últimos años ha despertado el estudio del flujo a dos fases, esta investigación analiza la curva de ebullición, centrando la atención en una región que se conoce como Flujo Crítico de Calor, comparando además dos correlaciones para determinarlas en secciones anulares (la correlación de Shah y la de Katto) haciendo uso del Circuito Experimental de Transferencia de Calor perteneciente al Instituto de Investigaciones Nucleares.

El Tema comprenderá los siguientes puntos:

- 1.- INTRODUCCION.
- 2.- FUNDAMENTOS TEORICOS.
- 3.- EQUIPO Y PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.
- 4.- RESULTADOS.
- 5.- CONCLUSIONES.

México, D. F., 19 de noviembre de 1996.

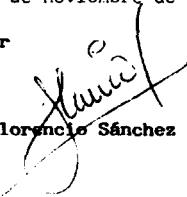
Asesor



Ing. Alfredo Sánchez Flores



Asesor



Dr. Florancio Sánchez Silva

No. 80
TITULACION
EL DIRECTOR ENCARGADO
UNIDAD PROFESIONAL


ING. F. RUBÉN RAMÍREZ PÉREZ

NOTA: Se sugiere utilizar el Sistema Internacional de Unidades.

AT-257/96.

FRRP/NGA/dmr.



A MI FAMILIA
MIS PADRES ABEL Y SARA
QUIENES SIEMPRE Y DE
MANERA INCONDICIONAL
ME HAN APOYADO.
MIS HERMANOS: SUSANA
Ma. DEL ROSARIO, ABEL,
LUIS Y ERICKA
LOS CUALES HAN SOPORTADO
LOS MALOS RATOS Y MIS
DISGUSTOS SIEMPRE TENDIENDOME
SU MANO Y ESTANDO A MI LADO.

ES POR ELLOS Y GRACIAS A ELLOS
QUE ESTOY AQUI.

AGRADECIMIENTOS.

El trabajo que se presenta fue realizado en el Instituto Nacional de Investigaciones Nucleares, el cual proporcionó el apoyo - técnico y económico para llevar a cabo ésta investigación, por lo que agradezco a todas las personas del mismo que durante mi estancia me ayudaron a conseguir los resultados aquí mostrados.

En especial agradezco al Ing. Carlos Díaz Hernández su asesoramiento en el desarrollo de este trabajo y al Ing. Gabriel Angel - Salinas Rosales su apoyo incondicional para terminar el mismo.

Mención aparte merecen mis compañeros becarios que durante la diaria convivencia me impulsaron a lograr los resultados que aquí presenté.

A mi cuñado Cuitláhuac Martínez Murillo que me permitió realizar la impresión de este trabajo.

Por último agradezco a todos mis profesores que durante mi formación me guiaron y me proporcionaron las bases para emprender nuevos retos y desarrollarme de la manera más profesional en todas las actividades que realizó.

A todos ellos ¡GRACIAS!

INDICE.

- RESUMEN.
- RELACION DE CUADROS, GRAFICAS E ILUSTRACIONES.
- NOMENCLATURA.

CAPITULO 1.-INTRODUCCION.

1.1 ANTECEDENTES.....	1
1.2 DEFINICION DEL PROBLEMA.	2
1.3 JUSTIFICACION.	2
1.4 LIMITACIONES Y ALCANCES.	2

CAPITULO 2.-FUNDAMENTOS TEORICOS.

2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR	3
2.1.1 CONDUCCION.	3
2.1.2 CONVECCION.	5
2.1.3 RADIACION.	6
2.2 CONVECCION.	7
2.2.1 PRINCIPIOS DE CONVECCION.	7
2.2.2 CORRELACIONES APLICABLES EN LA CONVECCION NATURAL.....	11
2.2.3 CORRELACIONES APLICABLES EN LA CONVECCION FORZADA.	12
2.3 EBULLICION.	14
2.3.1 REGIONES DE LA EBULLICION.	16
2.3.2 REGIONES DE LA EBULLICION EN ESTANQUE.	17
2.3.3 CORRELACIONES UTILIZADAS EN LA EBULLICION EN ESTANQUE.	20
2.3.4 REGIONES DE LA EBULLICION EN FLUJO.	28
2.3.5 CORRELACIONES UTILIZADAS EN LA EBULLICION EN FLUJO.	31
2.4 FLUJO CRITICO DE CALOR.	40
2.4.1 DEFINICION DEL FLUJO CRITICO DE CALOR.	40
2.4.2 CORRELACIONES EMPIRICAS UTILIZADAS PARA LA DETERMINACION DEL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES.	42
2.4.2.1 CORRELACION DE KATTO.	42
2.4.2.2 CORRELACION DE SHAH.	43

CAPITULO 3.- EQUIPO Y PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	46
3.1 EQUIPO.	46
3.1.1 INSTALACION HIDRAULICA.	47
3.1.2 FUENTE DE CALENTAMIENTO.	49
3.1.3 SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS.	49
3.1.4 ZONA DE PRUEBAS.	50
3.2 EXPERIMENTACION.	53
CAPITULO 4.-RESULTADOS.	56
4.1 RESULTADOS.	56
4.2 DISCUSION DE RESULTADOS.	65
CONCLUSIONES.	67
BIBLIOGRAFIA.	
ANEXO.	

RESUMEN.

El presente trabajo explica el fenómeno de Flujo Crítico de Calor. El estudio de éste fenómeno físico se lleva a cabo durante la ebullición de un líquido y es de suma importancia para el cálculo y operación de un reactor nuclear e incluso en los generadores de vapor modernos (termoeléctricas y nucleoelectricas), refrigeración industrial y en todos aquellos procesos industriales que hagan uso de un líquido sometido a fuentes de calentamiento y a condiciones de trabajo excesivamente elevadas (presiones y temperaturas) para que se mantengan en operación de manera adecuada y segura. Una vez conocido éste valor el equipo utilizado en estos procesos opera con flujos de calor máximos que son inferiores al valor crítico.

El estudio del Flujo Crítico de Calor ha logrado importantes avances en los últimos años, principalmente por la enorme obligación que en este momento involucra la seguridad a nivel mundial, esto ha obligado a los investigadores y diseñadores de este tipo de equipo a centrar su atención en la obtención de una relación que de manera general lo explique.

En este reporte, se compararán dos correlaciones que contribuyen a la evaluación del Flujo Crítico de Calor en secciones anulares y que intentan ser generales en este tipo de geometría, la correlación de Shah y la correlación de Katto. Al igual que la mayoría de las correlaciones, éstas se han calculado para que el fluido de trabajo sea agua, aunque, también han sido probadas con otros fluidos.

Los resultados obtenidos en este documento solamente mostrarán el grado de avance que las investigaciones de éste fenómeno han logrado en secciones anulares y a bajas cantidades de flujo de líquido como las que se tienen en el Circuito Experimental de Transferencia de Calor localizado en el Departamento de Física del Instituto Nacional de Investigaciones Nucleares.

SUMMARY.

The present report explains the phenomenon of Critical Heat Flux. The study of this physical phenomenon is carried out during the boiling of a liquid and is of supreme importance for the calculation and operation of a nuclear reactor even in the moderns generators of steam (thermoelectrics and nucleoelectrics), industrial cooling and in all those industrial process that use a liquid - subject to sources of heating and to conditions of work excessively high (temperatures and pressures) so that stay in operation in an appropriate manner - and sure. Once well-known this value, the equipment used in these process works with a maximum heat that is smaller than the Critical Heat Flux.

The study of the Critical Heat Flux has achieved important advances in the last years, mainly for the enormous obligation that in this moment involved the safety to world level, this has forced to researchers and designers of this - type of equipment to center their attention in the obtaining of a correlation which of general way explains it.

In this report two correlations will be compared that they contribute to - the evaluation of the Critical Heat Flux in annulus and that they try to be - generals in this type of geometry, the Shah correlation's and the Katto correlation's. The same as most of the correlations, these have been calculated so that the fluid of work is water, although they have also been proven with - others fluids.

The results obtained in this report only will show the degree of advance - which the investigation of this phenomenon has achieved in annulus and to low amounts of flow of liquid, like which they are in the Experimental Heat Transfer Circuit located in the Department of Physics of the National Institute of Nuclear Researchs.

RELACION DE CUADROS, GRAFICAS E ILUSTRACIONES.

FIG. 1.--CONDUCCION DE CALOR EN UNA PLACA.	4
FIG. 2.-CONVECCION DE CALOR EN UN PLATO.	5
FIG. 3.-CAPA LIMITE TERMICA E HIDRODINAMICA.	8
FIG. 4.-REGIONES DE LA CAPA LIMITE EN UN DUCTO.....	9
FIG. 5.-REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LA CONVECCION EN LA CAPA ESTACIONARIA DE UN FLUIDO.	10
TABLA 1.-VALORES DEL COEFICIENTE DE PELICULA"h" A DIFERENTES CONDICIONES.	11
FIG. 6.-EBULLICION EN ESTANQUE.	14
FIG. 7.-EBULLICION EN FLUJO.	15
FIG. 8.-REGIONES DE LA EBULLICION.	16
FIG. 9.-REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LAS REGIONES DE LA EBULLICION EN ESTANQUE.	17
FIG. 10.-GRAFICA DE LAS REGIONES DE LA EBULLICION EN ESTANQUE.	19
TABLA 2.-CORRELACIONES APLICABLES PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN LA EBULLICION EN ESTANQUE.	24
TABLA 3.-CORRELACIONES APLICABLES PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN LA EBULLICION EN ESTANQUE.	25
FIG. 11.-REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LA EBULLICION EN FLUJO.	28
FIG. 12.-GRAFICA DE LAS REGIONES DE LA EBULLICION EN FLUJO.	30
TABLA 4.- RANGOS A LOS QUE LA CORRELACION DE SHAH EN LA REGION DE EBULLICION DE FLUJO NUCLEADA SUBENFRIADA HA SIDO VERIFICADA.	32
TABLA 5.-RANGOS A LOS QUE LA CORRELACION DE SHAH EN LA REGION DE EBULLICION NUCLEADA SATURADA DE UNA EBULLICION EN FLUJO HA SIDO VERIFICADA.	35
FIG. 13.- CORRELACION DE SHAH PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES PARTE 1.	44
FIG. 14.-CORRELACION DE SHAH PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES, PARTE 2.	44
FIG. 15.-CORRELACION DE SHAH PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES, PARTE3.	45
FIG. 16.-CIRCUITO EXPERIMENTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	48
FIG. 17.-SECCION ANULAR.	52
FIG. 18.-REGIONES DE EBULLICION.	54
TABLA 6.-RESULTADOS OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE USANDO UNA SECCION ANULAR CON RELACION $L/D_{hp}=0.856$	56

FIG. 19.-EBULLICION EN FLUJO EN UNA SECCION ANULAR CON UNA L/Dhp=0.856	57
TABLA 7.-RESULTADOS OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE USANDO UNA SECCION ANULAR CON RELACION L/Dhp=5.881	58
FIG. 20.-EBULLICION EN FLUJO EN UNA SECCION ANULAR CON UNA L/Dhp=5.881	59
TABLA 8.-COMPARACION TEORICA DE LOS VALORES OBTENIDOS UTILIZANDO LAS CORRELACIONES PROPUESTAS PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES.	60
FIG. 21.-COMPARACION DE VALORES OBTENIDOS CON LAS CORRELACIONES PARA DETERMINAR EL FLUJO DE CALOR EN UNA SECCION ANULAR CON RELACION L/Dhp=5.881	61
FIG. 22.-COMPARACION DE VALORES OBTENIDOS CON LAS CORRELACIONES PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN UNA SECCION ANULAR CON UNA RELACION L/Dhp=4.156	62
FIG. 23.-VALORES DETERMINADOS DEL FLUJO CRITICO DE CALOR CON LA CORRELACION DE KATTO EN UNA SECCION ANULAR CON UNA RELACION L/Dhp=0.856	63
FIG. 24.-COMPARACION DE LOS VALORES OBTENIDOS CON LAS CORRELACIONES APLICADAS PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES.	64

NOMENCLATURA.

SIMBOLOS.

A - área de flujo de fluido, [m²]

Bo - Número de ebullición, []

$$Bo = \frac{q}{G h_{FG}}$$

Bo_{cr} - Número de ebullición, cuando,

$$q = q_{crit}$$

Cp - calor específico a presión constante, [kJ/kg °C]

D - Diámetro, [m]

D_{hy} - diámetro hidráulico equivalente, [m]

$$D_{hy} = D_{EXT} - D_{INT}$$

D_{he} - diámetro calentado equivalente, [m]

$$D_{he} = \frac{D_{EXT}^2 - D_{INT}^2}{D_{INT}}$$

F₁, F₂ - factores de corrección de la correlación de Shah, []

g - aceleración de la gravedad, [m/s²]

g_c - Factor de conversión, (g_c = 1 gcm / dina s² = 1 kgm / Ns)

G - velocidad de masa, [kg/m²s]

$$G = \rho u$$

H - entalpía específica, [kJ/kg]

h - coeficiente de transferencia de calor, [W/m² °C]

h_{FG} - calor latente de evaporación, [J/kg]

h_{TP} - coeficiente de transferencia de calor a dos fases, [W/m² °C]

$$h_{TP} = \frac{q}{\Delta T_b}$$

ΔH_i = H_F - H_i subenfriamiento de entrada.

i - entalpía, [BTU/lb]

k - conductividad térmica, [W/m °C]

L - longitud, [m]

m - masa, [kg]

Nu - número de Nusselt, []

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

p - presión, [N/m²]

p_{cr} - presión crítica, [N/m²]

p_r - presión reducida, []

$$p_r = \frac{p}{p_{cr}}$$

Pr - número de Prandtl, []

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

q'' - flujo de calor, [W/m²]

Q - cantidad de calor total, [kJ]

Re - número de Reynolds, []

$$Re = \frac{G D}{\mu}$$

r - radio o distancia radial, [m]

t, T - temperatura, [°C ó K]

t_s o T_{SAT} - temperatura de saturación [°C ó K]

t_{sc} o T_{SC} - temperatura de subenfriamiento [°C ó K]

t_w o T_w - temperatura de pared [°C ó K]

$$\Delta T_b = T_w - T_b, [K]$$

$$\Delta T_{SAT} = T_w - T_{SAT}, [K]$$

$$\Delta T_{SC} = T_b - T_{SAT}, [K]$$

u - velocidad media del fluido, [m/s]

X - calidad del vapor, []

$$X = \frac{H - H_{L SAT}}{h_{FG}}$$

Y - parámetro de la correlación de Shah, []

$$Y = \frac{GD C_{pL}}{\mu_L} \left(\frac{G^2}{\rho_L^2 g D} \right)^{0.4} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.6}$$

GRIEGOS.

- fracción vacía, []

γ - difusividad térmica, [m²/s]

$$\gamma = \frac{k}{\rho C_p}$$

- vacío anular, [m]

$$\delta = \frac{D_{EXT} - D_{INT}}{2}$$

μ - viscosidad dinámica, [N s/m²]

ν - viscosidad cinemática, [m²/s]

ρ - densidad, [kg/m³]

Δρ = ρ_F - ρ_L

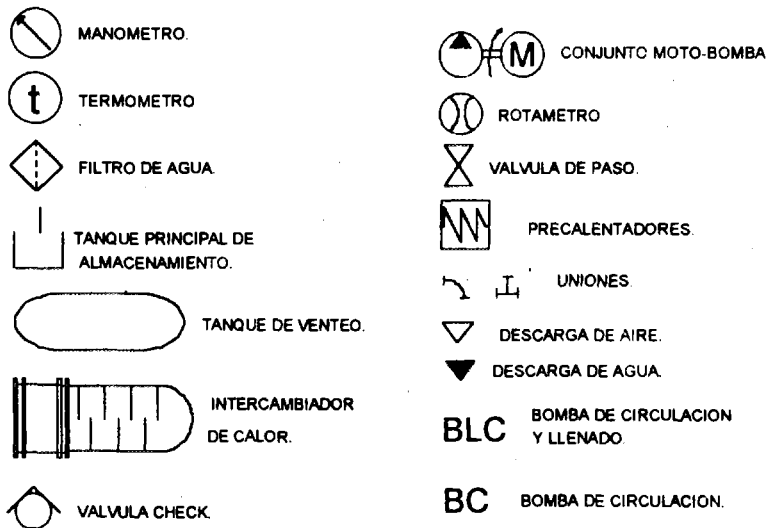
- tensión superficial, [N/m]

λ - entalpía de vaporización [BTU/lb]

SUBINDICES.

b, B - referido al volumen líquido.
c, cr, crit - valor crítico.
FB - ebullición de película.
g, G, V - fase de vapor.
IB - inicio de la ebullición.
f, l, L - fase de líquido.
PB - ebullición en estanque.
SAT - en el estado de saturación.
SUB, SC - en el estado de subenfriamiento.
INT - interior.
EXT - exterior.
 ∞ - evaluado a las condiciones de la corriente libre del fluido.
i - condiciones de entrada.

Circuito experimental de transferencia de calor.



CAPITULO 1.-INTRODUCCION.

1.1 ANTECEDENTES.

El primer estudio referente a la transferencia de calor en dos fases, fue iniciado por el físico alemán Dr. Johann Gottlob Leidenfrost, en su papel titulado "De aqua communis nonnullis qualitatibus tractatus" (que era un tratado acerca de las propiedades del agua), éste proporciona una gran cantidad de métodos experimentales usados durante esa época para el estudio de la transferencia de calor en dos fases. ¹

El estudio de este tipo de transferencia de calor, es de gran importancia en los procesos industriales, que involucran el uso de un líquido sometido a calentamiento y al que se produce su ebullición (intercambiadores de calor usados en termoeléctricas, así como generadores de vapor y sobre todo en ensambles de combustibles nucleares).

Éstos estudios, contribuyeron a que actualmente una gran cantidad de investigadores centren su atención en el estudio de la ebullición, de éste fenómeno se desprende el estudio de una región de gran interés que se produce durante el mismo y es la region en donde se produce un cambio en la forma de la ebullicion del líquido, lo que provoca un súbito aumento en la temperatura de la superficie calentada y obliga a los diseñadores de equipo que trabaja con un fluido a dos fases a conocer este valor

para poder determinar los parámetros de seguridad del equipo sometido a estas condiciones.

1.2 DEFINICION DEL PROBLEMA.

El flujo crítico de calor es un fenómeno que ocurre durante la ebullición de un líquido, puede ser definido como, "la cantidad de calor máxima que proporciona una superficie de calentamiento a un líquido, sin que la superficie sea cubierta por una capa de vapor, aumente su temperatura, o sufrá daño físico". El estudio de este fenómeno es de gran importancia principalmente en las compañías que generan energía eléctrica, ya que, la mayor parte de ésta energía es obtenida por el calentamiento de un líquido que se encuentra a altas presiones y temperaturas, lo que obliga al establecimiento de adecuados márgenes de seguridad en el manejo de el equipo sin que se produzcan complicaciones para la población ni el medio ambiente.

1.3 JUSTIFICACION.

La importancia de realizar la presente investigación, centra su atención principalmente en que nuestro país hace uso de la energía nuclear, en la que es posible que se muestre el fenómeno de flujo crítico de calor debido a la enorme cantidad de calor que es generado por los ensambles combustibles y debe ser removido con la misma velocidad a la que se produce, además debemos tomar en cuenta que se debe continuar con la investigación de tipo técnico que ayude a entender los fenómenos físicos que toman lugar durante el uso de la energía (en este caso durante la ebullición), por otra parte, el adecuado manejo de los datos obtenidos en el presente trabajo pueden aportar algunos resultados interesantes que nos muestren las tendencias que actualmente guían la explicación de este fenómeno, así como, ayuden a próximas investigaciones de el mismo dentro del Instituto.

1.4 LIMITACIONES Y ALCANCES.

Como se ha explicado, la investigación para determinar el flujo crítico de calor ha logrado importantes avances, en las condiciones a las que trabaja nuestro equipo experimental (bajas presiones y velocidades de flujo) no tenemos el mismo desarrollo, por lo que la investigación centró su atención en determinar cual de las correlaciones sujetas a estudio es la más adecuada para ser utilizada en el Circuito Experimental de Transferencia de Calor.

CAPITULO 2.-FUNDAMENTOS TEORICOS.

2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR.

La transferencia de calor es el estudio de la rapidez y la manera a la cual se lleva a cabo el intercambio de energía.

La transferencia de energía se efectúa de 3 formas las cuales son:

2.1.1 CONDUCCION.- Esta forma de transferencia de calor se realiza entre una parte de un cuerpo fijo a otra parte del mismo cuerpo, o entre un cuerpo fijo y otro, los cuales se encuentran en contacto físico.

La teoría de la conducción, está basada en la definición de conductividad térmica, el modelo matemático que nos ayuda a determinarla, fue sugerido por J. B. Biot (1804), pero es atribuido de manera general a J.B.J. Fourier (1822), este modelo expresa una razón de proporcionalidad entre el flujo de calor y el gradiente de energía, los cuales son independientes del ambiente en el cual la conducción toma lugar, y es conocido como la Ley de Fourier, que tiene la siguiente forma:²

$$q = kA\left(-\frac{\partial T}{\partial X}\right) \dots(1)$$

En donde:

$\left(-\frac{\partial T}{\partial x}\right)$ = gradiente de temperatura, el cual, tiene un signo negativo, ya que, el flujo de calor es siempre de un mayor nivel energético a uno menor. (2ª Ley de la Termodinámica).

Si se toma en cuenta la placa de la siguiente figura:

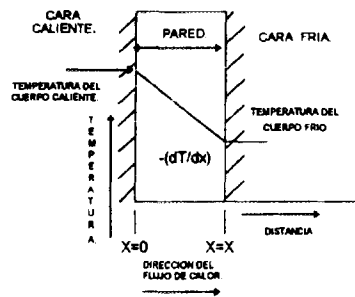


FIG. 1.-CONDUCCION DE CALOR EN UNA PLACA.

Se puede observar que la dirección del flujo es de la cara de mayor temperatura a la de menor temperatura, y que el flujo de calor es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la pared A. Si t es la temperatura de la pared y X el espesor en cualquier punto de la pared en la dirección del flujo de calor, la cantidad de flujo de calor está dada por:

$$q = kA\left(-\frac{dT}{dx}\right) \dots(2)$$

Separando variables e integrando los términos se obtiene:

$$-\int dT = \frac{q}{kA} \int dX \dots(3)$$

Que tiene las siguientes condiciones de frontera:

para $X = 0$; $T(X) = T_0$

para $X = X$; $T(X) = T_x$

Se obtien la ecuación general de la conducción de calor en una placa, en una dirección, sin generación de calor de la pared, y en estado estable, siendo la condición más simple en la que se presenta la conducción de calor, que es:³

$$q = -kA\left(\frac{T_x - T_0}{X}\right) \dots(4)$$

2.1.2 CONVECCION.-Es una manera de transferencia de calor que involucra un movimiento de masa de un fluido. Cuando este movimiento es producto de una diferencia de densidad, debido a una diferencia de temperatura, éste proceso recibe el nombre de "convección natural"; si el movimiento es producido por el uso de algún dispositivo externo (bomba o ventilador), el proceso recibe el nombre de "convección forzada". La manera en la que se estudia la transferencia de calor por convección, es la obtención del coeficiente de transferencia en la superficie o "conductancia de película" recibiendo este nombre cuando se le relaciona con el proceso de conducción en la capa estacionaria del fluido (capa límite), h, y fue sugerido por I. Newton (1701) y la expresión matemática que lo define es conocida como la "ley del enfriamiento de Newton", la cual puede ser representada de la siguiente manera²

$$q = hA(dT) \dots(5)$$

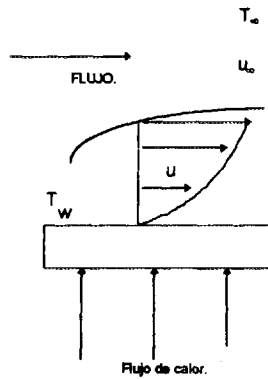


FIG. 2.-CONVECCION DE CALOR EN UN PLATO.

Tomando en cuenta un plato liso para el análisis, como el mostrado en la figura y sustituyendo la ley de Newton para a las siguientes condiciones de frontera:

$$\begin{aligned} y = 0 ; T(y) &= T_w \\ y = y ; T(y) &= T_\infty \end{aligned}$$

Resulta la ec. general de convección de calor en un plato, el cual no tiene generación interna de calor, está en estado estable y en dirección al eje y, la cual es:

$$q = hA(T_w - T_\infty) \dots(6)$$

Donde:

T_∞ = Temperatura del fluido, a una distancia lejana de la superficie, si el fluido está confinado en un tubo, es usualmente la temperatura media del fluido.⁹

2.1.3 RADIACION.-Este mecanismo de transferencia de calor es un fenómeno idéntico a la emisión de la luz, y se produce a través de un medio vacío. La forma es la radiación electromagnética. El cálculo de este mecanismo, está basado en la ley de Stefan-Boltzmann, la cual expresa una proporcionalidad entre el flujo de energía emitido por un radiador ideal (cuerpo negro), la cuarta potencia de su temperatura absoluta y la sección transversal del cuerpo (área). Matemáticamente puede ser expresada como sigue:⁴

$$q_{emido} = \sigma A T^4 \dots(7)$$

Donde:

σ es llamada la constante de proporcionalidad de Stefan-Boltzmann y tiene un valor de $5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ para un cuerpo negro (ideal).

La ecuación anterior es usada solamente para cuerpos negros.

Para que la ecuación anterior sea usada en cuerpos que no son negros, es necesario hacer uso de una relación, llamada de emisividad, la cual está dada por:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} \dots(8)$$

siendo E la emisividad del cuerpo irradiado, y E_b la emisividad del cuerpo negro (constante de Stefan-Boltzmann). Por lo que la Ley de Stefan-Boltzmann de forma general, tendrá la siguiente forma:

$$q = \sigma \varepsilon \Delta T^2 \dots(9)$$

2.2 CONVECCION.

2.2.1 PRINCIPIOS DE CONVECCION.

La convección de calor es una forma de transferencia del mismo, que resulta de una diferencia entre la temperatura de un sólido y un fluido en movimiento, por la forma en la que se produce este movimiento del fluido la convección se conoce como:

-Convección natural, en la cual el fluido en contacto con el sólido se mueve de manera natural o libre debido a una variación en su densidad, ésta variación es ocasionada por un incremento en su temperatura.

-Convección forzada, en la cual el fluido es movido mediante el uso de algún dispositivo externo, el cual puede ser una bomba o un ventilador.⁵

La transmisión de calor se realiza debido a 2 mecanismos, el primero ocurre en una pequeña película de fluido, que se localiza en la inmediata vecindad con el sólido, aquí la transferencia de calor es de una manera idéntica a la conducción, el segundo mecanismo ocurre fuera de esta película, toma lugar en el fluido que se encuentra un poco más alejado de la superficie del sólido, pero dentro de una capa de líquido donde tienen efecto las fuerzas viscosas y los cambios de temperatura del fluido (capa límite), cuya interacción y mezclado con las otras moléculas del fluido provoca la transferencia de energía.³

Para entender la transferencia de calor por convección, es necesario definir el término de "capa límite". Este concepto fue introducido por el científico alemán Ludwig Prandtl. Él cual consideró al campo de flujo como un cuerpo dividido en dos regiones, la región interna, la cual está en contacto con la superficie donde los esfuerzos de corte (viscosidad) y la diferencia de temperatura controlan el fenómeno -capa límite-; y la región externa donde los esfuerzos de corte y la diferencia de temperatura son despreciables. De esta manera, el proceso de transferencia de calor por convección, toma lugar dentro de una pequeña capa del líquido, que se localiza entre la superficie del sólido y el campo de flujo no conductor y no viscoso.⁶

La capa límite hidrodinámica o de Velocidad (δ) es la región en la cual la velocidad del fluido varía de un valor de corriente libre a un valor cero en la superficie del sólido, de manera práctica se dice que el espesor de la capa límite hidrodinámica es la distancia en la cual se suceden más cambios en la velocidad del fluido.

Las fuerzas viscosas dentro de la región de la capa límite hidrodinámica son descritas en términos de esfuerzos de corte τ entre las capas del fluido. Si estos esfuerzos se asumen que son proporcionales al gradiente normal de velocidad, nosotros definimos la ecuación para la viscosidad como:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \dots(10)$$

La constante μ es llamada viscosidad dinámica y es una constante que depende del fluido y las condiciones a las que se encuentre.

La capa límite térmica (δ_t) se presenta cuando hay transferencia de calor o de masa entre el fluido y la superficie del sólido, y es una zona cercana a la superficie del sólido en donde ocurren los mayores cambios en la temperatura del fluido.

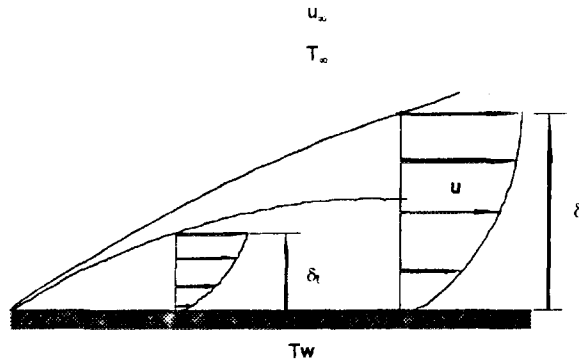


FIG. 3.-CAPA LIMITE TERMICA E HIDRODINAMICA.

En donde, δ_t representa el espesor de la capa límite térmica, δ el espesor de la capa límite hidrodinámica, T_∞ la temperatura del fluido fuera de la capa límite térmica y u_∞ la velocidad del fluido en la corriente libre. En general, $\delta \approx \delta_t$, pudiendo ser: $\delta > \delta_t$ cuando $Pr > 1$; $\delta < \delta_t$ cuando $Pr < 1$ (líquidos generalmente); y $\delta = \delta_t$ cuando $Pr = 1$.

La capa límite presenta 3 regiones durante su desarrollo, inicialmente es laminar, pero conforme el líquido fluye, se presenta una región de transición que después, da lugar a la zona de turbulencia, esto puede ser explicado por el hecho de que la capa límite está influenciada por la naturaleza del fluido y de su agitación.

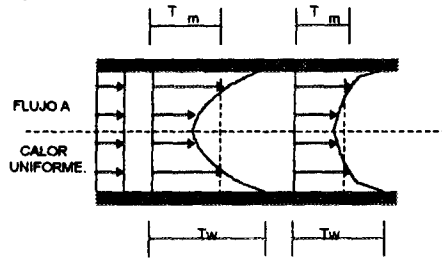
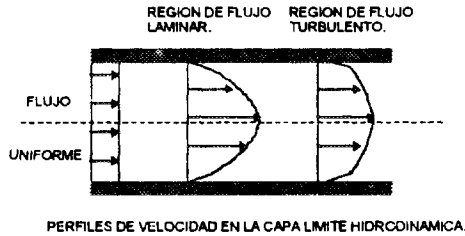


FIG. 4.-REGIONES DE LA CAPA LIMITE EN UN DUCTO.

La investigación se limita a mostrar, la manera en la que la transferencia de calor por convección es calculada, sin tratar de hacer un estudio completo de este fenómeno. Continuando con la explicación, la convección de calor tiene lugar dentro de la capa límite (térmica e hidrodinámica), para relacionar a las capas límites, tanto la térmica como la hidrodinámica, es definido un parámetro adimensional, el cual se conoce como el Número de Prandtl (Pr) y es un parámetro que relaciona al espesor de la capa límite térmica con el espesor de la capa límite hidrodinámica, siendo un parámetro que une al campo de velocidad con el campo de temperatura del fluido y es calculado de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \dots(11)$$

Este parámetro se podrá ver en las correlaciones utilizadas para el cálculo de la convección, ya sea libre o forzada.

El estudio de la convección, centra su atención en la obtención del coeficiente de calor de película o de conductancia de película definido como h_f , según la ley del enfriamiento de Newton, que es:

$$q = h A (dT) \dots(12)$$

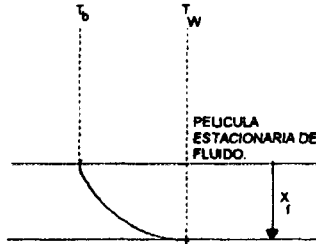


FIG. 5.-REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LA CONVECCION EN LA CAPA ESTACIONARIA DE UN FLUIDO.

Pariendo del hecho de que durante la transferencia de calor hay en la inmediata vecindad de la superficie de calentamiento una estrecha película estacionaria del liquido, como se ve en la figura, podemos observar que ésta transferencia se efectúa debido a la conduccion de calor en las capas del fluido en movimiento y se asume que:

$$q_{\text{conducción}} = q_{\text{convección}} \dots(13)$$

Desarrollando esa igualdad, obtenemos el valor de el coeficiente de película (h), el cual es:

$$h = \frac{k_F}{X_F} \dots(14)$$

En donde:

- k_F = conductividad térmica del fluido.
- X_F = espesor de la capa del fluido.

Como se puede observar, el cálculo de este coeficiente es muy complicado, debido a que solamente el cálculo de el espesor de la capa del fluido requiere de consideraciones muy complejas del comportamiento del mismo (velocidad, viscosidad, tipo de fluido, grado de pureza, etc.), por lo que en muchas ocasiones, prácticas para conocer el valor de éste coeficiente, se hace uso de valores tabulados para fluidos a ciertas condiciones, como se ve en la siguiente tabla:

Casos:	h [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$]
Convección libre, aire.	5 - 25
Convección forzada, aire.	10 - 200
Convección libre, agua.	20 - 100
Convección forzada, agua.	50 - 10000

TABLA 1.-VALORES DEL COEFICIENTE DE PELICULA "h" A DIFERENTES CONDICIONES.

La manera experimental de como se obtiene este valor, es aplicando correlaciones empíricas (las cuales son una relación de funciones y han sido probadas experimentalmente) empleadas de manera más o menos general.

2.2.2 CORRELACIONES EMPIRICAS APLICABLES A LA CONVECCION NATURAL.

Las correlaciones aplicadas en la transferencia de calor por convección natural, tienen la siguiente forma funcional de manera general: ⁴

$$Nu = C (Gr_L Pr_L)^m \dots(15)$$

En donde:

Pr_L = número de Prandtl a las condiciones del volumen líquido.

Gr_L = Número de Grashof, éste es un parámetro adimensional que se usa en la convección de calor libre o natural, y relaciona a las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas, que son ocasionadas por la diferencia en la densidad del volumen líquido, la forma de obtenerlo es:

$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) x^3}{\nu^2} \dots(16)$$

Nu = número de Nusselt, éste parámetro es el valor que se quiere conocer en casi todas las correlaciones empíricas que nos ayudan a determinar la transferencia de calor en la convección, ya que nos caracteriza la intensidad de calor suministrado a un fluido. Su forma matemática es:

$$Nu = \frac{h x}{k} \dots(17)$$

C y m = constantes que se obtienen experimentalmente y varían de acuerdo a las condiciones específicas del experimento.

Para superficies verticales, las cuales son isotérmicas la correlación funcional toma los siguientes valores:

$$Nu = 0.59 (Gr_L Pr_L)^{1/4} \dots(18)$$

Para $Gr_L Pr_L$ de 10^4 a 10^9 en donde el régimen de flujo es laminar.

Para flujos de régimen turbulento en el que $Gr_L Pr_L$ varía de 10^9 a 10^{13} , Bayley nos proporciona la siguiente correlación:

$$Nu_L = 0.10 (Gr_L Pr_L)^{1/3} \dots(19)$$

A flujos de calor constante, tenemos:

$$Nu_L = 0.60 (Gr_L Pr_L)^{1/5} \dots(20)$$

$10^5 < Gr_L < 10^{11}$, aplicable a la región laminar.

$$Nu_L = 0.17 (Gr_L Pr_L)^{1/4} \dots(21)$$

$2 \times 10^{13} < Gr_L Pr_L < 10^{18}$,aplicable en la turbulencia.

Para cilindros horizontales con flujo de calor constante, tenemos:

$$Nu_L = 0.53 (Gr_L Pr_L)^{1/4} \dots(22)$$

$Gr_L Pr_L$ de 10^4 a 10^9 , región laminar.

$$Nu_L = 0.13 (Gr_L Pr_L)^{1/3} \dots(23)$$

$Gr_L Pr_L$ de 10^9 a 10^{12} , región turbulenta.

2.2.3. CORRELACIONES EMPIRICAS APLICABLES EN LA CONVECCION FORZADA.

Para la Convección Forzada, la forma adoptada casi de manera general por los parámetros adimensionales son: ⁴

$$Nu = C Re^m Pr^n \dots(24)$$

En donde:

Re = número de Reynolds, es un parámetro adimensional que define las características de flujo del líquido, tiene la siguiente forma:

$$Re = \frac{G d}{\mu} \dots(25)$$

C, m y n son constantes obtenidas experimentalmente.

Tenemos por ejemplo la correlación de Dittus & Boelter aplicable a flujos en régimen turbulento, cuando la diferencia de temperatura entre la superficie del sólido y el fluido no exceda de 5.5 C en el caso de líquidos, ni de 55.5 C en el caso de gases, que es: ⁴

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^n \dots(26)$$

En donde n asume los valores de 0.4 para calentamiento y de 0.3 para enfriamiento.

evalúan a la temperatura media de el fluido, excepto μ_s que se evalúa a las condiciones de la temperatura de pared del sólido. Ésta correlación es: ⁴

$$Nu = 0.027 (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots(27)$$

Otro autor, Nusselt, proporciona una correlación aplicable a tubos con régimen de flujo turbulento y para $10 < L/d < 400$, la cual es: ⁴

$$Nu = 0.036 (Re_d)^{0.8} (Pr)^{1/3} \dots(28)$$

Aunque la investigación de las correlaciones a convección forzada se basan en la región de flujo turbulento, ya que en algunas ocasiones las correlaciones de convección libre pueden ser aplicables al régimen laminar, Sieder & Tate establecieron una correlación de convección forzada en la región laminar aplicable a tubos de corta longitud, ésta tiene la siguiente forma: ⁴

$$Nu = 1.86 (Re)^{1/3} (Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \dots(29)$$

2.3 EBULLICION.

Ebullición.- Es el proceso en el cual se genera vapor en una continua fase líquida.⁷ También puede ser definido como el proceso que involucra un cambio del estado físico de un fluido (líquido a vapor), o como la formación de burbujas de vapor en un líquido sometido a fuentes de calentamiento, que sobrepasan la temperatura de saturación del líquido a la presión del sistema.⁵

En general se distinguen dos formas en las que tiene lugar la ebullición y son:

Ebullición en estanque.- Es la vaporización de un líquido que se encuentra confinado y estático y está sometido a un aumento de temperatura el producto de un suministro de calor. La forma en la que se lleva a cabo esta evaporación es la siguiente, el líquido está inicialmente en reposo y comienza a moverse en virtud de los cambios de densidad que experimentan las capas de líquido vecinas a la superficie sometida a calentamiento (es por lo que también se le conoce como ebullición a convección natural), las burbujas de vapor se forman en la inmediata vecindad con ésta superficie, notándose la ebullición por la salida del vapor de la superficie libre del líquido al exterior, como se ve en la figura:⁵

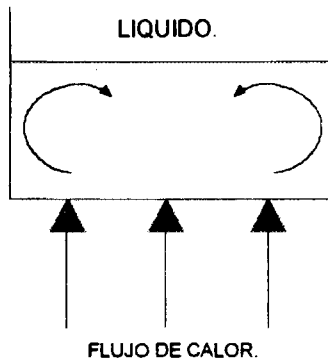


FIG. 6.-EBULLICION EN ESTANQUE.

Este tipo de ebullición ocurre a las siguientes condiciones:⁸

-La altura del líquido es muy grande comparada con el diámetro de las burbujas que se forman.

-La velocidad de el líquido es suficientemente baja para ser considerada despreciable en la transferencia de calor.

-Existe un campo de fuerzas, como la densidad, que mueve a las burbujas lejos de la superficie calentada.

Ebullición en flujo.-Es la vaporización de un líquido el cual se encuentra fluyendo a cierta velocidad a través de un ducto, la forma en la que tiene lugar éste tipo de transferencia de calor es debido a convección forzada por lo que también recibe el nombre de ebullición a convección forzada, durante ésta, se forma una película estacionaria de líquido en la inmediata vecindad con la superficie de calentamiento que transmite el calor a las capas superiores del fluido en movimiento, como se ve en la figura.⁵

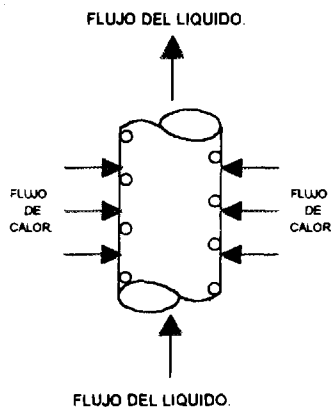


FIG. 7.-EBULLICION EN FLUJO.

Esta ebullición ocurre a las siguientes condiciones:⁸

-El movimiento del fluido es axial en un ducto y es ocasionado por una diferencia de presiones, la cual es proporcionada por algún elemento externo, por ejemplo, una bomba.

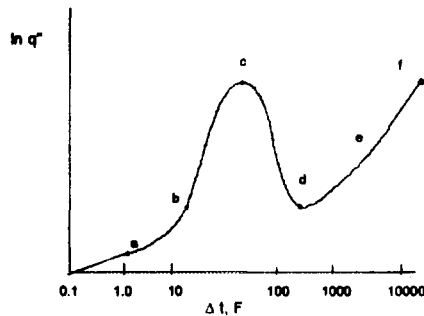
-La gravedad puede afectar la vaporización en la distribución del flujo a través de la sección transversal del ducto.

-Se establece la condición de estado estable.

2.3.1 REGIONES DE LA EBULLICION.

Durante su desarrollo, la ebullición presenta varias regiones , las que por primera vez fueron sugeridas por S. Nukiyama (1934), durante un estudio de transferencia de calor (de una superficie metálica caliente a agua contenida en ella), sin embargo, él no logra visualizarlas, pero empíricamente aporta una curva de como sería el comportamiento del agua durante su calentamiento para que posteriormente Drew (1937) fuera el primero que comprobó la gráfica y la existencia de esas regiones.

Posteriormente, Mc Adams et al. (1941) y E.A. Farber, y R.L. Scoriah (1948) verificaron en forma experimental esas regiones.



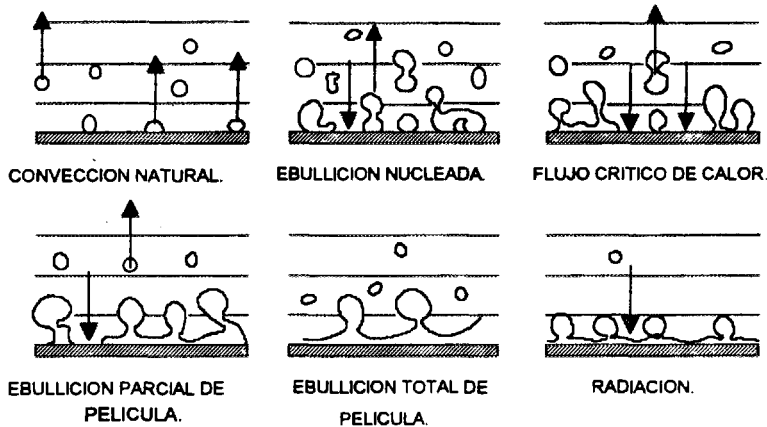
Regiones de la ebullición , antes del punto a, líquido a convección, b-c ebullición nucleada, c-d cambio en la ebullición , d-e ebullición de película, e-f ebullición de película y radiación.

FIG. 8.-REGIONES DE LA EBULLICION.

Como se puede observar en la gráfica, existe un punto , "c", en el cual el flujo de calor alcanza un valor máximo (esto sucede aunque la diferencia de temperaturas siga aumentando). Este punto es conocido como : "flujo crítico de calor", "desviación de la ebullición nucleada", "crisis de la ebullición", "transición de la ebullición", etc. y es en éste en el que se centra nuestra investigación.

2.3.2 REGIONES DE LA EBULLICION EN ESTANQUE.

Las regiones de la ebullición en estanque son representadas en forma esquemática de la siguiente manera: ¹



REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LAS REGIONES DE LA EBULLICION EN ESTANQUE.

La explicación de cada una de éstas regiones se proporciona a continuación.

I.-Convección Natural (1-2). Región a una sola fase, el intercambio de calor en el líquido es producido por convección natural, ésta toma lugar en el momento en que la temperatura de la superficie calentada excede a la del fluido, por lo que, el calor es transferido de la superficie del material al líquido en contacto con ella, la forma de determinar el coeficiente de transferencia de calor de la superficie de calentamiento en ésta región es por medio de correlaciones. ^{5,6}

II.-Ebullición Nucleada (2-4). Esta región, se compone de dos zonas, en la primera (2-3) se observan las siguientes características: hay una mezcla (agua y burbujas de vapor), debido a que la temperatura en la superficie de calentamiento se sigue incrementando se consigue la formación de burbujas o centros de nucleación en la proximidad a la superficie de calentamiento, la transferencia de calor se produce

primero, por la agitación de los sitios de nucleación (burbujas) y la convección natural. Sin embargo, tanto como la temperatura de el líquido sea menor a su temperatura de saturación, las burbujas de vapor dentro de éste se condensan y desaparecen, por lo que aquí, no hay generación neta de vapor, el nombre que recibe esta zona de la curva es **"Ebullición Local"** o **"Ebullición Nucleada Subenfriada"**.

La segunda zona (3-4) presenta las siguientes características: a medida que se incrementa la temperatura del líquido y éste alcanza su temperatura de saturación se activan más sitios de nucleación, el incremento de los sitios de nucleación y de burbujas de vapor provoca una agitación considerable y una turbulencia en el líquido, esta forma de transporte de calor es muy eficiente, ya que, a un pequeño incremento de la temperatura corresponde un aumento considerable en el flujo de calor, aquí si hay generación neta de vapor y el nombre que recibe la zona es **"Ebullición en Volumen"** o **"Ebullición Nucleada Saturada"**.^{5,8}

-Flujo Crítico de Calor (a). A medida que se aumenta la temperatura, la producción de vapor se incrementa provocando la unión entre burbujas vecinas en la superficie de calentamiento por lo que, a flujos de calor más altos se empiezan a generar recubrimientos de vapor en la superficie de calentamiento, éstos, son enormes comparados con el tamaño de las burbujas individuales, aquí el proceso de transferencia de calor está afectado por la variación que sufre su coeficiente como consecuencia de la capa de vapor que se va formando, los nombres que recibe este punto son: **"Flujo Crítico de Calor"**, **"Desviación de la Ebullición Nucleada"**, **"Crisis de la Ebullición"**, **"Transición de la Ebullición"** y **"Punto de Quemado Destructivo"**.^{5,8}

IV.-Ebullición de Película (4-6). Esta región consta de 2 zonas, la primera (4-5) es una mezcla que se caracteriza por la presencia de una película de vapor inestable sobre la superficie de calentamiento que se alterna con la ebullición nucleada, forzándose a que el calor pase al líquido a través del vapor lo que se hace por radiación y conducción. El flujo de calor sigue cayendo con un incremento de temperatura, tanto que el área cubierta por la película se incrementa. Esta zona es conocida como: **"Ebullición de Película Parcial"**, **"Ebullición Transitoria"**, **"Mezcla de Ebullición Nucleada y Pelicular"**, **"Ebullición Nucleada Parcial"**. La segunda zona (5-6) debido al incremento de la temperatura en la superficie de calentamiento, ésta es cubierta totalmente, por lo que, la transferencia de calor alcanza su valor más bajo, esto es ocasionado por la cubierta de vapor que actúa como aislante térmico sobre la superficie de calentamiento. Esta zona es conocida como: **"Ebullición de Película Total"** o **"Región de Ebullición de Película"**.^{5,8}

VI.-Radiación (6-7). La dificultad que se presenta para llegar a esta zona, nos limita su explicación, si el sistema logrará operar en esta región (esto es, si no ha sufrido daño la superficie de calentamiento), la capa de vapor que cubre la superficie de

calentamiento estaría actuando como el agente de transferencia de calor, por lo que las condiciones y la forma de la misma han cambiado, lo que obliga al estudio de la transferencia de calor por radiación en ésta región. Como se puede observar en la gráfica, si alcanzáramos éste punto, el disminuir el flujo de calor guiará finalmente a un punto de flujo de calor mínimo "c" donde se advierte un cambio invertido, en el que la ebullición nucleada tomará lugar en el punto "d".⁸

La gráfica que representa las regiones antes mencionadas es la siguiente, cabe hacer mención que ésta se obtuvo siendo la variable controlada la temperatura de la superficie de calentamiento.

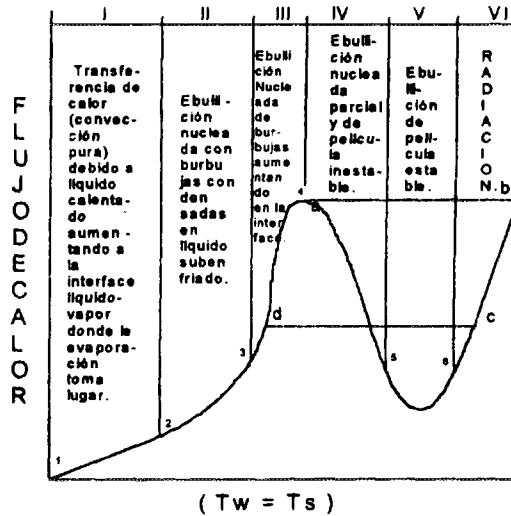


FIG. 10.-GRAFICA DE LAS REGIONES DE LA EBULLICION EN ESTANQUE.

2.3.2.1 CORRELACIONES UTILIZADAS EN LA EBULLICION EN ESTANQUE.

Para llevar a cabo el estudio de las regiones en la ebullición, se hace uso de correlaciones, las cuales simplifican la determinación de los valores en los que tiene lugar la transferencia de calor. Aunque el estudio de interés en la presente investigación es la ebullición en flujo, se mencionan algunas correlaciones que rigen los valores de la transferencia de calor en la Ebullición en Estanque.

1.-Convección natural. En esta región, la correlación teórica de Rohsenow & Choi, es aplicable para flujos laminares y de calor constante. ⁹

$$Nu_b = 4.36 + \frac{0.036 Re_b Pr_b \left(\frac{D}{L}\right)}{1 + 0.0011 Re_b Pr_b \left(\frac{D}{L}\right)} \dots(30)$$

Y la correlación de Collier (1980), la cual es aplicable para $Re < 2000$ y en relaciones $L/D > 50$. ⁹

$$Nu_b = 0.17 Re_b^{0.33} Pr_b^{0.43} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0.25} Gr_{Dby}^{0.1} \dots(31)$$

2.-Para la ebullición nucleada en estanque. En esta región, la mayoría de los investigadores centran su atención en los diversos factores que afectan la transferencia de calor, por ejemplo se ve que:

Borishanski relaciona el efecto de la presión para calcular el flujo de calor en esta región, sugiriendo: ⁸

$$q'' = k_s \Delta T^{3.33} p_{cr}^{2.3} F(p_r)^{3.33} \dots(32)$$

donde:

$$F(p_r) = 1.8 p_r^{0.17} + 4 p_r^{1.2} + 10 p_r^{10} \dots(32.1)$$

$$p_r = \frac{p}{p_{cr}} \dots(32.2)$$

siendo p_{cr} la presión crítica en bars.

$$k_s = \left(\frac{r_s}{r}\right)^m \dots(32.3)$$

siendo r_s el radio de la cavidad más grande presente, y junto con m , se determinan de la distribución del tamaño de la cavidad medida. En los datos relacionados por Borishanski encontró que el valor de k_s era de 4.8×10^{-4} .⁶

Bergles & Roshenow (1964) estudiaron como el grado de subenfriamiento afectaba a la transferencia de calor obteniendo la siguiente correlación ampliamente utilizada y válida para agua entre 1 y 138 bars, la cual tiene la siguiente forma:¹⁰

$$q''_{IB} = 1083 p^{1.156} [1.8(T_W - T_{SAT})]^{(2.16/p^{0.0234})} \dots(33)$$

La correlación de Roshenow (1952), combina el efecto de el tipo de superficie de calentamiento y el fluido en contacto con ella, introduciendolo como un factor al cual le da la descripción de " C_{sf} " y proporciona los siguientes valores:

- agua - cobre 0.013
- agua - platino 0.013
- agua - latón 0.0060
- agua - vidrio y acero inoxidable pulido 0.0080
- agua - acero inoxidable químicamente grabado 0.0133
- agua - acero inoxidable mecánicamente pulido 0.132

La correlación es la siguiente:⁹

$$\frac{C_{pL}(T_W - T_{SAT})}{h_{FG} Pr_L^{1.7}} = \frac{C_{sf} \left[\frac{q}{\mu_L h_{FG}} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/2} \right]^{1/3}}{(T_W - T_{SAT})} \dots(34)$$

Motinski indica que el material calentador no afecta la transferencia de calor, obteniendo la siguiente correlación:

$$h_{PB} = 0.1 p_{cr}^{0.69} q^{0.7} (1.8 p^{0.17} + 4 p^{1.2} + 10 p^{10}) \dots(35)$$

Donde:

h_{PB} ($W/m^2 K$), p_{cr} (bar)

Otra correlación usada es la de Stephan-Abdelsalam, la cual fue analizada de 72 fuentes acerca de la transferencia de calor en la región de ebullición nucleada en estanque en superficies horizontales. Ellos clasifican a 4 tipos de fluidos desarrollando correlaciones para cada uno de ellos. Las ecuaciones adimensionales dadas por ellos son:⁸

Para agua ($\beta=45^\circ$):

$$Nu_b = 0.246 X_{10}^7 X_1^{0.673} X_4^{-1.58} X_3^{1.26} X_{13}^{5.22} \dots (36a)$$

Para hidrocarburos ($\beta=35^\circ$):

$$Nu_b = 0.0546 (X_3^{0.3} X_1)^{0.67} X_{13}^{4.33} X_4^{0.246} \dots (36b)$$

Para fluidos criogénicos ($\beta=1^\circ$):

$$Nu_b = 4.82 X_1^{0.624} X_9^{0.117} X_5^{0.257} X_3^{0.374} X_4^{-0.329} \dots (36c)$$

Para refrigerantes ($\beta=35^\circ$):

$$Nu_b = 207 X_1^{0.745} X_3^{0.581} X_6^{0.533} \dots (36d)$$

Los parámetros adimensionales están definidos como sigue:

$$Nu_b = \frac{(h_{PB} D_b)}{k_L} \dots (36.1)$$

D_b es el diámetro de la burbuja hasta su rompimiento dado por:

$$D_b = 0.0146 \beta b \dots (36.2)$$

" β " es el ángulo de contacto de la burbuja y "b" es la constante de Laplace definida por:

$$b = \left[\frac{2 \sigma}{g (\rho_L - \rho_G)} \right]^{0.5} \dots (36.3)$$

$$X_1 = \frac{q D_b}{(k_L T_{SAT})} \dots\dots(36.4)$$

$$X_2 = \frac{\gamma_L^2 \rho_L}{(\sigma D_b)} \dots\dots(36.5)$$

$$X_3 = \frac{Cp_L T_{SAT} D_b^2}{\gamma_L^2} \dots\dots(36.6)$$

$$X_4 = \frac{h_{FG} D_b^2}{\gamma_L^2} \dots\dots(36.7)$$

$$X_5 = \frac{\rho_L}{\rho_G} \dots\dots(36.8)$$

$$X_6 = \frac{v_L}{\gamma_L} \dots\dots(36.9)$$

$$X_9 = \frac{(\rho_s C_s k_s)}{(\rho_L Cp_L k_L)} \dots\dots(36.10)$$

$$X_{13} = \frac{(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L} \dots\dots(36.11)$$

Stephan & Abdelsalam, tomaron en cuenta, como afectaba la rugosidad de la superficie en la transferencia de calor, asumieron que la rugosidad media de la superficie era de $R_p=1\text{mm}$. Para R_p del orden de 0.1 a 10 mm, el h_{pb} de las correlaciones es multiplicado por $R^{0.133}$ con R_p en mm. ⁸

3.-Flujo crítico de calor. Las siguientes correlaciones se usan en superficies horizontales o cilindros horizontales y ayudan a determinar el flujo crítico de calor teniéndose: ¹⁰

Las que tienen la siguiente forma general:

$$C_f \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right) = \frac{q''_{crit}}{\rho_G h_{LG}} \left[\frac{g \sigma (\rho_L - \rho_G)}{\rho_G^2} \right]^{-1/4} \dots(37)$$

Autor.	$C_f \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)$	Comentarios
Kutateladze (1952)	0.16	Obtenida a través del análisis dimensional.
Zuber (1958)	$\frac{\pi}{24} \left(\frac{\rho_L + \rho_G}{\rho_L} \right)^{1/2}$	p/24=0.131 se basó en consideraciones de inestabilidad hidrodinámica.
Zuber (1961)	0.12 - 0.157	Estudiando el efecto de subenfriamiento en esta región y fue probada con agua y alcohol a presiones menores de 142 psia.
Borishanskii (1956)	$0.13 + 4 \left[\frac{\rho_L \sigma^{3/2}}{\mu_L^2 [g(\rho_L - \rho_G)]^{1/2}} \right]^{-0.4}$	Esta relación es usada para metales líquidos e incluye los efectos de la viscosidad a través del análisis dimensional.

TABLA 2.-CORRELACIONES APLICABLES PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN LA EBULLICION EN ESTANQUE.

Otro tipo de correlaciones utilizadas en esta región son las siguientes, las cuales tienen la siguiente forma general:¹⁰

$$F = \frac{q''_{crit}}{\rho_G h_{LG}} \dots\dots(38)$$

Autor.	F.	comentarios.
Roshenow & Griffith (1956)	$12.1 \times 10^{-3} \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{0.6}$	Es usada en agua solamente.
Noyes (1963)	$0.144 \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{1/2} \left(\frac{g\sigma}{\rho_L} \right)^{1/4} Pr_L^{-0.245}$	Usada en metales líquidos solamente.
Noyes & Lurie (1966)	$0.16 \left[\frac{\sigma g (\rho_L - \rho_G)}{\rho_G^2} \right]^{1/4} + \frac{K_{NL}}{\rho_G h_{LG}}$	Esta también es usada en metales líquidos y K_{NL} es una constante que depende del fluido.

para sodio (0.014 - 1.5 bar), $K_{NL} = 1.26 \text{ MW/m}^2$.
 para potasio (0.01 - 1.5 bar), $K_{NL} = 0.95 \text{ "}$ ¹⁰

TABLA 2.-CORRELACIONES APLICABLES PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN LA EBULLICION EN ESTANQUE.

La forma general de corrección del flujo crítico de calor por el efecto del subenfriamiento es la ecuación propuesta por Ivey & Morris (1962), la cual tiene la siguiente forma:⁶

$$\frac{q''_{crit,subL}}{q''_{crit,SAT}} = 1 + 0.1 \frac{\rho_L}{\rho_G} \dots\dots(39)$$

4.-Ebullición de Película. Las correlaciones de ebullición de película en la ebullición en estanque son aplicables a bajas velocidades de masa. Se tiene:

La correlación de Bromley et al (1952,53), donde los fluidos de prueba son: nitrógeno, agua, n-pentano, benceno, tetracloruro de carbono, alcohol etílico. Se usa en cilindros horizontales de carbón con diámetros de: 6.4, 9.5 y 12.7 mm. Está basada en la teoría laminar, hace uso de un balance de fuerzas de fricción y flotabilidad de el vapor que cubre la superficie. La forma de esta corelación es: ⁹

$$h_{FB} = \left[\frac{k_v g \rho_v (\rho_L - \rho_v) h'_{FG}}{D \mu_v \Delta T_{SAT}} \right]^{1/4} \dots(40)$$

$$h'_{FG} = h_{FG} \left(1 + \frac{0.4 C_p \Delta T_{SAT}}{h_{FG}} \right)^2 \dots(40.1)$$

Otra correlación aplicable a esta región es la de Berenson (1961), la cual es aplicable a superficies planas horizontales y en fluidos como: pentano, CCl₄, benceno y alcohol etílico, ésta tiene la siguiente forma: ⁹

$$h_{FG} = 0.425 \left\{ \frac{k_G^3 g \rho_G (\rho_L - \rho_G) h'_{FG}}{\mu_G (T_w - T_{SAT}) \left[\frac{\sigma}{g (\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/2}} \right\}^{1/4} \dots(41)$$

$$h'_{FG} + 0.68 \frac{C_{pG} (T_w - T_{SAT})}{h_{FG}} \dots(41.1)$$

En la ebullición de película, el vapor es generado en la interface líquido-vapor por conducción, y por radiación en la superficie calentada a través de la película de vapor. Utilizando la teoría de inestabilidad hidrodinámica de el límite líquido - vapor, Zuber (1952) obtuvo la siguiente correlación que calcula el flujo mínimo de calor para la ebullición de película:¹⁰

$$q''_{\min} = 0.09 \rho_g i_{LG} \left[\frac{g(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L + \rho_G} \right]^{1/2} \left[\frac{g_c \sigma}{g(\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/4} \dots (42)$$

Donde:

ρ_g es la densidad del vapor a la temperatura de película, las otras propiedades son evaluadas a la temperatura de saturación. El coeficiente 0.09 fue determinado empíricamente por Berenson. Posteriormente y debido al análisis de Zuber, Berenson determinó la siguiente expresión para el incremento de temperatura en el punto mínimo de flujo de calor, la cual es la siguiente:⁶

$$\Delta T_{\min} = 0.127 \frac{\rho_{FG} i_{LG}}{k_{FG}} \left[\frac{g(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L + \rho_G} \right]^{2/3} \left[\frac{g_c \sigma}{g(\rho_L + \rho_G)} \right]^{1/2} \left[\frac{\mu_F}{g(\rho_L - \rho_G)} \right]^{1/3} \dots (43)$$

Donde: i = entalpía por unidad de masa (Btu/lb_m)

i_g = calor latente de evaporación (Btu/lb_m)

2.3.3 REGIONES DE LA EBULLICION EN FLUJO.

Al igual que la ebullición en estanque, la ebullición en flujo presenta algunas regiones durante su desarrollo, la manera en la que éstas pueden ser representadas se muestra en la figura:

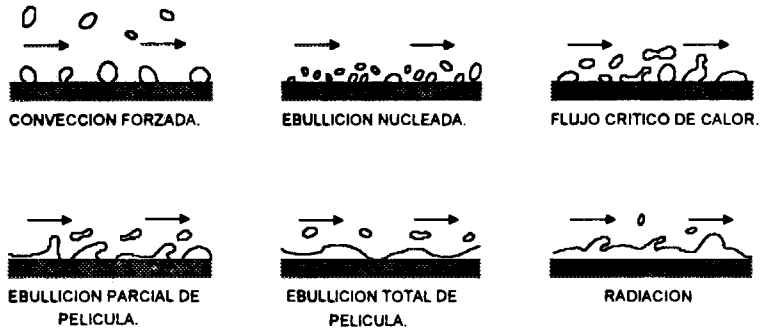


FIG. 11.-REPRESENTACION ESQUEMATICA DE LA EBULLICION EN FLUJO.

La explicación de éstas regiones, así como la gráfica que nos presenta la cantidad de calor con respecto a la variación de la temperatura en un sistema en donde la variable controlada es la temperatura de la superficie de calentamiento, se mencionan a continuación.

Región 1 (A-B) se conoce como "**Región de Convección Forzada a una fase**", en ésta se considera que el líquido entra subenfriado y que la temperatura de la superficie calentada por la cual circula el fluido es mayor, pero menor a su temperatura de saturación, lo que ocasiona que la transferencia de calor sea debida unicamente a la convección forzada.

Región 2 (B-C), "**Región de Ebullición Nucleada Subenfriada**" o "**Región de Inicio de la Ebullición**". A medida que la temperatura de la pared del sólido se incrementa alcanza la temperatura de saturación del líquido, provocando que la ebullición subenfriada tome lugar sólo en algunas partes de la pared (en forma local), en esta región se activan pocos

sitios de nucleación y la transferencia de calor está influenciada principalmente por la convección forzada a una fase, una vez alcanzada la temperatura de saturación, la temperatura de pared aumenta lentamente.

En esta región se distinguen 2 zonas de subenfriamiento, la zona de alto subenfriamiento, en la cual la temperatura de pared aumenta de manera proporcional al flujo de calor, y la zona de bajo subenfriamiento, en la cual la temperatura de pared aumenta lentamente, tendiendo a ser constante.

Región 3 (C-D) o "Región de Ebullición Nucleada Saturada". Para que la ebullición nucleada saturada tenga lugar, es necesario que la temperatura de pared sobrepase a la temperatura de saturación del líquido. Esta ebullición ocurre en la inmediata vecindad con la pared del sólido calentado. Cuando el líquido alcanza su temperatura de saturación, más y más líquido se evapora, el incremento de esta evaporación aumenta la velocidad del líquido. Como consecuencia de esto, la transferencia de calor aumenta debido principalmente a los efectos convectivos. En esta región se localiza la mayor eficiencia en la transferencia de calor.

Región 4 (D-E) o "Región de Vaporización a Convección Forzada". Al aumentar la velocidad del fluido, se disminuye la contribución de la ebullición nucleada a la transferencia de calor, esto es debido a la disminución de formación de sitios de nucleación y a que los existentes no logran ser desplazados con la misma rapidez con la que se generaron. El efecto anterior es notado por una disminución en el coeficiente de transferencia de calor.

"Crisis en la Ebullición"(E). Debido a la menor contribución en la transferencia de calor por parte de la ebullición nucleada, se alcanza un punto, donde el coeficiente de transferencia de calor disminuye, por lo que el flujo de calor de la superficie calentada al fluido cae (como se ve en la gráfica), ocasionando que la forma física de la ebullición nucleada cambie lentamente, esto generalmente ocurre en altas calidades de vapor debido al "resecado" de la película líquida que rodeaba la superficie de calentamiento y en calidades bajas del vapor debido al desplazamiento del líquido por vapor.

Para aguas a bajas presiones fluyendo sobre superficies metálicas, en este punto puede ocurrir la destrucción física del material, ya que éste puede alcanzar aunque sea de manera instantánea su temperatura de fusión, en este caso, la curva de la ebullición en flujo termina en ese momento.

Este punto recibe muchos nombres, por ejemplo a bajas calidades de vapor se conoce como "resecado destructivo" (dryout); y a altas calidades de vapor se conoce como "quemado destructivo" (burnout), "flujo crítico de calor" (CHF) o "desviación de la ebullición nucleada" (DNB).

Región 5 (E-F). "Región de la Transición o Cambio en el tipo de Ebullición". Aquí la superficie calentada está en contacto intermitente con el líquido, formándose en algunos lugares de la misma parches o capas de vapor que la cubren. A bajas fracciones de vacío, el líquido puede ser llevado como un núcleo continuo (rodeado de un flujo anular de vapor). A altas fracciones de vacío el líquido es llevado en la corriente en forma de

burbujas de vapor, esta región también es conocida como "Región de Ebullición Parcial de Película" o "Región de Ebullición Nucleada Parcial".

Región 6 (F-G). "Región de Ebullición total de Película". En esta región, el líquido no entra en contacto con la superficie de calentamiento, ya que ésta se encuentra cubierta por una película estable de vapor. Si se disminuyera la temperatura de pared o flujo de calor en esta región, se alcanza un punto en el cual el líquido remoja la superficie, y una vez que esto sucede se consigue regresar a la región de ebullición nucleada a una temperatura de pared mucho más baja. A la temperatura a la cual el líquido remoja la pared se conoce como "temperatura mínima de ebullición de película" y el flujo de calor en ese punto recibe el nombre de "flujo de calor mínimo".

Región 7 (G-) "Radiación". Una vez que el líquido en contacto con la superficie de calentamiento es completamente evaporado ($x=1$), la transferencia de calor de la superficie de calentamiento a la película líquida no es ahora de forma directa, sino que por medio de un agente que se formó, en este caso el vapor, lo que ocasiona que éste funcione como un medio radiactivo durante la transferencia de calor. Es importante hacer notar que es muy difícil llegar a ésta región, principalmente por que la superficie de calentamiento generalmente se destruye durante la "ebullición total de película", sin embargo era necesario explicar lo que sucede después de esta región.

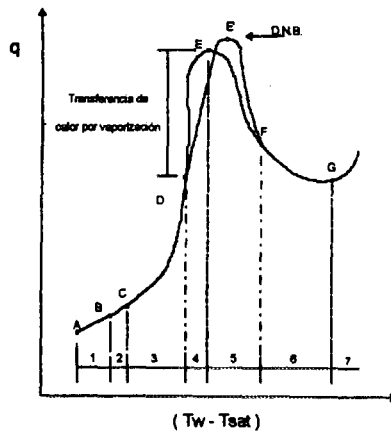


FIG. 12.-GRAFICA DE LAS REGIONES DE LA EBULLICION EN FLUJO.

2.3.3.1 CORRELACIONES DE LA EBULLICION EN FLUJO.

Las correlaciones aplicadas a las regiones que tienen lugar durante este tipo de ebullición, se mencionarán de una manera muy general, sin embargo tratarán de mostrar el avance en el estudio de este fenómeno físico, de esta manera, se tienen las siguientes:

1.-Convección forzada a una fase. Entre las correlaciones que explican este mecanismo de transferencia de calor, se encuentran a la correlación de Dittus & Boelter (1930), la cual es aplicable a la región de turbulencia total ($Re > 10,000$), usada en geometrías circulares con una relación $L/D > 50$, su modelo matemático es:^{5,9}

$$Nu_b = 0.023 Re_b^{0.8} Pr_b^n \dots(44)$$

El exponente n toma los siguientes valores: $n = 0.4$ para calentamiento y $n = 0.3$ para enfriamiento.

Esta ecuación puede ser aplicada a secciones anulares, siendo D reemplazado por D_{eq} , el cual está definido por:^{5,9}

$$\delta \leq 4 \text{ mm} , D_{eq} = d_{hp}$$

$$\delta > 4 \text{ mm} , D_{eq} = d_{hyd}$$

Donde δ , está definida por:
$$\delta = \frac{D_{EXT} - D_{INT}}{2} \dots(45)$$

d_{hp} = diámetro hidráulico calentado.

$$d_{hp} = \frac{4 \text{ Area de flujo}}{\text{perímetro calentado}} \dots(46)$$

d_{hyd} = diámetro hidráulico equivalente.

$$d_{hyd} = \frac{4 \text{ Area de flujo}}{\text{perímetro mojado}} \dots(47)$$

Otra correlación ampliamente utilizada en esta región es la de Sieder & Tate (1936), la cual toma en cuenta la influencia de la capa límite térmica, su intervalo de validez es para turbulencia total ($Re > 10,000$), para fluidos con las siguientes características ($0.7 < Pr < 16,700$) y con relaciones $L/D > 60$. Su forma es la siguiente:^{5,9}

$$Nu_b = 0.027 Re_b^{0.8} Pr_b^{1/3} (\mu_L / \mu_w) \dots(48)$$

2.-Ebullición nucleada subenfriada. Aquí se hace uso de otro tipo de correlaciones, las cuales en algún momento parecerán complejas, pero se mencionan todas las variables que toman lugar en ellas. Shah (1977) ha dado una correlación para predecir la transferencia de calor en esta región, él considera el alto y bajo subenfriamiento de la región, el rango de parámetros en los cuales su correlación ha sido verificada son los siguientes: ⁸

Fluidos.	Agua, Nitrógeno, R-11, R-12, R-113, amonia, metano, n-butano y alcohol isopropílico.
Geometría.	Tubos y secciones anulares (internamente, externamente y bilateralmente calentadas).
Tubo I.D., mm	2.1 - 24.2
Vacio anular, d, mm.	1.0 - 6.4
p_r (presión reducida).	0.005 - 0.89
ΔT_{sc} °K	0 - 153
$\frac{\Delta T_{sc}}{\Delta T_{SAT}}$	0 - 240
$Bo \times 10^4$.	0 - 54
$Re_L \times 10^3$:	
TUBOS.	2.3 - 760
ANULOS.	1.4 - 360

TABLA 4.-RANGOS A LOS QUE LA CORRELACION DE SHAH EN LA REGION DE EBULLICION NUCLEADA SUBENFRIADA DE UNA EBULLICION EN FLUJO HA SIDO VERIFICADA.

La forma matemática de su correlación es la siguiente:

Para la región de Bajo Subenfriamiento $\phi = \phi_0$ (49a)

Para la región de Alto Subenfriamiento $\phi = \phi_0 + (\Delta T_{sc} / \Delta T_{SAT})$ (49b)

ϕ está definida por:

$$\phi = \frac{q}{\Delta T_{SAT} h_L} \dots\dots(49c)$$

φ_0 es el valor de φ a un subenfriamiento 0 y está dado por:

$$Bo > 0.3 \times 10^{-4}, \quad \varphi_0 = 230 Bo^{0.5} \dots(49.1)$$

$$Bo < 0.3 \times 10^{-4}, \quad \varphi_0 = 1 + 46 Bo^{0.5} \dots(49.2)$$

Para poder distinguir la zona del cambio de grado de subenfriamiento, Shah sugiere que sí:

$$(\Delta T_{SC} / \Delta T_{SAT}) > 2 > 6.3 \times 10^4 Bo^{1.25} \dots(50)$$

Es de Alto subenfriamiento, en caso contrario, es de bajo subenfriamiento.

La correlación de Jens & Lottes (1951) basada en datos de tubos con agua fluyendo hacia arriba y usada en los siguientes rangos: Diámetros de Tubos de 3.63 - 5.74 mm., presiones de 70 - 172 bar, temperatura de agua de 115 - 340 °C y velocidades de masa del fluido de 11 a 10⁴ Kg/m²s. ^s

La cual tiene la siguiente forma: ^o

$$h = 1.9712 \exp^{(2p/8687)} (T_W - T_{SAT}) \dots(51)$$

En esta región tenemos otro tipo de correlaciones, las cuales se conocen como correlaciones de superposición, este tipo de correlaciones toman en cuenta al coeficiente de transferencia de calor en la ebullición en estanque y lo juntan con la transferencia de calor debido a la convección forzada, con lo que obtienen los valores de la ebullición en flujo nucleada subenfriada. Dentro de estas correlaciones tenemos:

La de Rohsenow que tiene la siguiente forma:

$$q / \Delta T_{SAT} = h_L (1 + \Delta T_{SC} / \Delta T_{SAT}) + h_{PB} \dots(52)$$

La de Kutateladze que es:

$$\frac{q}{\Delta T_{SAT}} = [h_L^n (1 + \Delta T_{SC} / \Delta T_{SAT})^n + h_{PB}^n]^{1/n} \dots(53)$$

Como puede verse en las correlaciones anteriores, si consideramos en la de Kutateladze un valor de n=1, esta toma el mismo valor de la correlación de Rohsenow, pero Kutateladze realizó sus experiencias con un valor de n=2.

Dentro de este tipo de correlaciones, posiblemente la de Chen (1963), sea la más general, ya que fue probada en flujo ascendente, descendente, en secciones anulares, circulares, en fluidos como agua, metanol, ciclohexano, pentano, heptano, benceno, además en una gran cantidad de tamaños de zona de pruebas, sus rangos de aplicabilidad son:

50 < p < 3400 kPa, 6.3 < q < 2400 kW m⁻², y 0 < X < 0.71, la correlación tiene la siguiente: ⁹

$$h = [0.023k / D(Re_L^*)^{0.8} (Pr_L)^{0.4} F] + [0.00122 \frac{(k_L^{0.79} Cp_L^{0.45} \rho_L^{0.49})}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} h_{FG}^{0.24} \rho_G^{0.24}} (T_W - T_{SAT})^{0.24} (P_W - P)^{0.75} * S] \dots (54)$$

P_W = P_{SAT} evaluada a T_W.

Donde F y S son coeficientes estimados por Bjornard (1977) y son: ⁸

$$F = 1.0 \dots (54.1)$$

para X_{TT}⁻¹ ≤ 0.10

$$F = 2.35 (X_{TT}^{-1} + 0.213)^{0.736} \dots (54.2)$$

para X_{TT}⁻¹ > 0.10

Donde X_{TT} es el parámetro de Martinelli el cual esta calculado por: ⁹

$$X_{TT} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_F}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_F}{\mu_G}\right)^{0.1} \dots (54.3)$$

$$S = [1 + 0.12(Re_L^* F^{1.25})^{1.14}]^{-1} \dots (54.4)$$

para Re_L^{*} F^{1.25} < 32.5

$$S = [1 + 0.42(Re_L^* F^{1.25})^{0.78}]^{-1} \dots (54.5)$$

para 32.5 ≤ Re_L^{*} F^{1.25} < 70.0

$$S = 0.1 \dots (54.6)$$

para Re_L^{*} F^{1.25} ≥ 70.0

Donde :

$$Re_L^* = \frac{G(1-x)D_{hy}}{\mu_L} \dots (54.7)$$

Esta correlación puede ser extendida a la región de ebullición nucleada saturada, donde sus resultados han demostrado ser muy confiables.

Esta correlación es inaplicable a tubos horizontales bajo condiciones de estratificación. En tubos verticales con la correlación de Chen, se han reportado grandes desviaciones (entre los valores medidos y los calculados), por lo que, es generalmente insatisfactoria para fluidos tales como: Hidrógeno, nitrógeno y helio.⁸

3.-Ebullición nucleada saturada. En esta región, Jens & Lottes (1951) dan una correlación para agua a presiones de 7.0 a 17.2 Mpa, en donde se obtienen las menores desviaciones entre los datos medidos y los calculados. Esta tiene la siguiente forma:⁹

$$h = 0.00254[(T_w - T_{SAT})^{3/4} \exp^{(1.61 \times 10^4 p)}]^{1/4} \dots(55)$$

Shah (1977), proporciona otra correlación para esta región, la cual fue comprobada en los siguientes rangos de aplicabilidad:⁸

Fluidos.	Agua, amonia, R-11, R-12, R-113, R-22, R-502, ciclohexano, nitrógeno, helio, argón, hidrógeno.
Geometrías	Tubos (horizontales y verticales), secciones anulares (internamente, externamente y bilateralmente calentadas).
Diámetro ID, mm.	1.09 - 40.6.
Vacío anular, δ, mm	1.06 - 6.23.
p_r	0.005 - 0.90.
G.	25 - 2210.
$Bo \times 10^4$.	0.3 - 73.5.
$Re \times 10^{-3}$:	
Tubos.	0.58 - 630.
Secciones Anulares	3 - 345.
Fr_L .	0.003 > 1
X_1 (%).	0 - 95.

TABLA 5.-RANGOS A LOS QUE LA CORRELACION DE SHAH EN LA REGION DE EBULLICION NUCLEADA SATURADA DE UNA EBULLICION EN FLUJO HA SIDO VERIFICADA.

El (Shah), relaciona los parámetros de Bo, Co, Fr_L y φ como:

$$\varphi = \frac{q}{\Delta T_{SAT} h_i} = \frac{h_{TP}}{h_i} \dots(56)$$

$$h_i = h_L(1-x)^{0.8} \dots(56.1)$$

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5} \dots(57)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_L^2 g D} \dots(58)$$

φ << φ_{NB} Y φ << φ_{CB}.

De esta manera:

φ_{NB} > φ_{CB}, φ = φ_{NB}

φ_{CB} > φ_{NB}, φ = φ_{CB}

Para 0.1 < N ≤ 1.0, tenemos:

$$\varphi_{BS} = F \varphi_0 \exp(2.74 N^{-0.1}) \dots(59)$$

φ_{CB} es calculado como :

Para N > 0.1:

$$\varphi_{NB} = \varphi_0 \quad \varphi_{CB} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \dots(60)$$

φ es igual al valor mayor entre φ_{BS} y φ_{CB}.

Para N ≤ 0.1:

$$\varphi_{BS} = F \varphi_0 \exp(2.47 N^{-0.15}) \dots(61)$$

φ₀ está calculado por :

$$Bo > 0.3 \times 10^{-4}, \varphi_0 = 230 Bo^{0.5} \dots(61.1)$$

$$Bo < 0.3 \times 10^{-4}, \varphi_0 = 1 + 46 Bo^{0.5} \dots(61.2)$$

F está dado por :

$$Bo \geq 11 \times 10^{-4}, F = 0.064 \dots(61.3)$$

$$Bo < 11 \times 10^{-4}, F = 0.067 \dots(61.4)$$

El parámetro adimensional N está definido por:

$$N = Co \dots(61.5)$$

para Fr_L ≥ 0.04, en tubos horizontales, y a todos los valores de Fr_L para tubos verticales.⁸

4.-Crisis en la ebullición. Este punto es el que interesa, por lo que hay que observar con cuidado ,las correlaciones que aquí se presentan. Doroshchuk et.al. (1975) dan una correlación basada en un gran número de datos en tubos, los cuales fueron obtenidos en los siguientes rangos: P= 2900-15600 kPa; T_{sc} < 50°C; G<2000 kg m⁻² s⁻¹, D = 0.004-0.016 m, teniendo la siguiente forma: ⁹

$$q''_{crit} = 10^3 [10.3 - 17.5 \left(\frac{P}{P_{cr}}\right) + 8.0 \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^2] \left(\frac{G}{1000}\right)^a \left(0. \frac{008}{D}\right)^{1/2} e^{-1.5X} \dots(62)$$

donde:

$$a = [0.68 \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)] - 1.2X - 0.3 \dots(62.1)$$

Biasi et.al. (1967) define una correlación para calcular el flujo crítico de calor en tubos, la cual fue comprobada a los siguientes rangos: D = 0.003-0.0375 m; G = 100-6000 kg m⁻² s⁻¹; P= 270-14000 kPa y X < 1.0. ⁹

La correlación que ellos obtuvieron, puede ser aplicada a altas y bajas calidades, para bajas calidades se sugiere que:

$$q''_{crit} = \left[\frac{1.883 \times 10^4}{(100D)^n \left(\frac{G}{10}\right)^{0.167}} \right] \left[\frac{f_p}{\left(\frac{G}{10}\right)^{0.167}} - X \right] \dots(63)$$

Para altas calidades se hace uso de:

$$q''_{crit} = \left[\frac{3.78 \times 10^4}{(100D) \left(\frac{G}{10}\right)^{0.6}} \right] hp (1 - X) \dots(64)$$

Donde:

$$n = 0.4, \text{ si } D \geq 0.01$$

$$n = 0.6, \text{ si } D < 0.01$$

$$f_p = 0.7249 + 0.99 \times 10^{-3} (p) \exp(-0.32 \times 10^{-3} p) \dots(64.1)$$

$$hp = -1.159 + 1.49 \times 10^{-3} (p) \exp(0.19 \times 10^{-3} p) + \frac{0.09p}{10 + \left(\frac{P}{100}\right)^2} \dots(64.2)$$

General Electric, nos proporciona una correlación aplicada en el diseño de equipo, para el cálculo del flujo crítico de calor a los siguientes rangos: P= 600 - 1450 Psia; G= 0.4X10⁹-6.0X10⁹ lbm hr⁻¹ ft²; de una calidad negativa (líquido subenfriado) X=(-) a

0.45; D= 0.245-1.25 plg; L= 29-108 plg; para tubos con agua como liquido refrigerante, teniendo la siguiente correlación: ⁷

Para presiones de 1000 psia:

$$q''_c = 0.705X10^6 + 0.237G \dots(65a)$$

para $X < X_1$.

$$q''_c = 1.634X10^6 - 0.270G - 4.71X10^6 X \dots(65b)$$

para $X_1 < X < X_2$.

$$q''_c = 0.605X10^6 - 0.164G - 0.653X10^6 X \dots(65c)$$

para $X > X_2$.

A otras presiones:

$$q''_c = q''_c(a \text{ presiones de } 1000 \text{ psia}) + 440(1000 - p) \dots(65d)$$

donde:

$$X_1 = 0.197 - 0.108X10^{-6} G \dots(65.1)$$

$$X_2 = 0.254 - 0.026X10^{-6} G \dots(65.2)$$

La correlación de Westinghouse, la cual es aplicable a flujos de canales circulares y rectangulares, ensambles de combustible, a flujo de calor uniforme y no-uniforme y a los siguientes rangos: P= 800-2750 psia; entalpía de entrada, $h_i = 400$ - la saturación; $G=0.4X10^6$ - $2.5X10^6$ lbm hr⁻¹ ft⁻²; flujo de calor local de $0.1X10^6$ - $1.8X10^6$ Btu hr⁻¹ ft⁻²; D=0.1-0.54 plg; L= 9-76 plg; relaciones de perímetro calentado o mojado de 0.88-1; calidad de salida de 0-0.9; la correlación tiene la siguiente forma: ⁷

$$h_c = h_i + 0.529(h_i - h_i) + [(0.825 + 2.3e^{-17D}) h_{fg} e^{-1.5X10^{-6}G}] - 0.41 h_{fg} e^{-0.0048 \frac{L}{D}} - [1.12 h_{fg} (\frac{\rho_G}{\rho_L})] + 0.548 h_{fg} \dots(66)$$

Baines et.al. (1984) condujo experimentos sobre el flujo crítico de calor, para un flujo de película líquida (agua saturada y R-113) hacia abajo a 1 atm. sobre una superficie rectangular calentada (66 mm ancho X 114 mm largo) inclinada de 45 a 80° con respecto al eje horizontal. Ellos desarrollaron un modelo que incorpora las siguientes suposiciones:

- 1) la película líquida fluye separada un pequeño ángulo del origen, llevando una pequeña subcapa sobre la superficie,
- 2) las burbujas de líquido que salen de la película, regresan a la superficie llenando la subcapa, y
- 3) como el flujo de calor aumenta, el ángulo de separación se incrementa, esto origina que las burbujas se vayan corriente abajo de la superficie para causar el flujo crítico de calor. La correlación que estudia los anteriores efectos es: ¹¹

$$\frac{q''_c}{\rho_G u h_{fg}} = 0.0164 \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0.667} \left(\frac{\sigma}{\rho_L u^2 L}\right)^{1/3} \dots (67)$$

donde: u es la velocidad promedio de película y L es la longitud del calentador. ¹¹

France et.al.(1987) midieron la transferencia de calor en un estado estable para una crisis de ebullición empleando un tubo vertical calentado por el exterior con sodio líquido fluyendo hacia abajo a lo largo de la pared del tubo (esto controlaba la temperatura) las pruebas logradas para la ebullición convectiva de agua a 7-15.3 MPa en un tubo (10.1 mm de diámetro interior y 13.1 mm de diámetro exterior) en el rango de flujo másico de 700-3200 kg m⁻² s⁻¹. Ellos derivaron la siguiente correlación para predecir el coeficiente de transferencia de calor medio "h" sobre la superficie interna de la pared de sobrecalentamiento ΔT: ¹¹

$$\frac{h}{h_c} = \left(\frac{\Delta T_c}{\Delta T}\right) \exp [-c (\Delta T - \Delta T_c)] \dots (68)$$

$$c = 0.0279 - 0.00556 \times 10^{-3} G \dots (68.1)$$

donde: h_c y ΔT_c son el coeficiente de transferencia de calor y el sobrecalentamiento en la condición crítica respectivamente. ¹¹

Levitan & Lantsman (1977) obtuvieron una correlación, la cual fue comprobada en un gran número de datos en secciones anulares (>> 1000) en las siguientes condiciones: L=0.5m, D=0.006-0.1m; D_{hy}= 0.002-0.006 m; P= 5000-20000 kPa; G= 250-5000 kg m⁻² s⁻¹; X<0.3 y que tiene la siguiente forma: ⁹

$$q''_{crit} = 0.18 q''_{crit,PB} G^{0.25} \left(1 - \frac{P}{P_{cr}}\right)^{0.1} \left(\frac{D_{hy}}{D_i}\right)^{0.2} \left[1 - 0.06 G^{0.5} \left(\frac{D_{hy}}{D_i}\right)^{0.2} X\right] \dots (69)$$

donde:

$$q''_{crit,PB} = 0.14 h_{fg} \rho_G^{0.5} [\sigma g (\rho_L - \rho_G)]^{0.25} \dots (69.1)$$

2.4 FLUJO CRITICO DE CALOR.

2.4.1 DEFINICION DEL FLUJO CRITICO DE CALOR.

En términos simples, el flujo crítico de calor es un fenómeno que se presenta durante la ebullición de un líquido debido a un incremento en su temperatura, producido por una fuente de calentamiento, y puede ser definido como: la máxima cantidad de calor que puede suministrar la superficie de calentamiento al líquido, antes que, en ésta tome lugar un cambio en el tipo de ebullición (la ebullición nucleada es desplazada por la ebullición de película), o antes de que la superficie de calentamiento sea cubierta por una película inestable de vapor.

La definición operativa del flujo crítico de calor es: aquella condición en la cual un pequeño incremento en el flujo de calor, o en la temperatura de entrada del fluido, o una pequeña disminución en el flujo másico a la entrada, causa un desordenado deterioro de la transferencia de calor en el sistema.

Este fenómeno se presenta como un cambio térmico e hidrodinámico repentino.¹²

El cambio térmico es notado por un cambio básico en la forma en la que la superficie de calentamiento es enfriada, este cambio puede ser explicado de la siguiente manera: debido a que el líquido contiene una gran cantidad de vapor en forma de burbujas separadas, (ebullición nucleada), al aumentar la cantidad de éstas, se comienza a formar una película inestable de vapor (inicia la ebullición de película) la cual cubre a la superficie de calentamiento, lo que ocasiona un incremento en la temperatura de la pared de ésta, éste aumento es debido al deterioro del coeficiente de transferencia de calor de la superficie.¹²

El cambio hidrodinámico se explica de la siguiente manera: con la ebullición en la región crítica, la capa límite a dos-fases en la superficie de calentamiento, está tan saturada con vapor que un pequeño incremento en la cantidad de éste, causa, por una parte, un incremento en la turbulencia del líquido, mientras que, por otra parte, promueve la remoción de el líquido de la capa límite, para que finalmente la estabilidad de la película líquida sea destruída y la fase líquida separada por completo de la superficie de calentamiento por una continua capa de vapor.¹²

Por lo que podemos suponer que el inicio de la ebullición de película es debido a la destrucción de la estabilidad de la estructura de la capa límite a dos-fases, desplazando con esto a la ebullición nucleada.¹²

El flujo crítico de calor puede ser clasificado principalmente en 2 categorías, la primera, llamada "desviación de la ebullición nucleada (DNB)", ocurre a bajas calidades de vapor, el cual se encuentra a altas presiones y/o altas velocidades másicas del fluido, aquí la ebullición nucleada fue el mecanismo previo en la

transferencia de calor, además ocurre un abrupto incremento en la temperatura de la superficie de calentamiento.^{1,13}

La segunda categoría es el llamado "resecado (dryout)" generalmente ocurre a altas calidades de vapor o altas fracciones de vacío, es frecuentemente referido a la crisis en la ebullición de un flujo anular y en se lleva a cabo en geometrías que se hacen más estrechas y en condiciones hasta o cerca de la saturación en el flujo. Aquí antes de la crisis en la ebullición la superficie de calentamiento es cubierta por una delgada capa de

líquido mientras que el volumen de líquido está formado por una mezcla de vapor y burbujas de líquido. El flujo de calor induce la evaporación de la película líquida en la superficie, con lo que el espesor de esta capa disminuye con el aumento del flujo de calor, cuando el flujo de calor es tan alto que evapora toda la película líquida, la superficie se seca, ocurriendo un súbito aumento en la temperatura de la superficie de calentamiento.^{1,13}

Los valores de la temperatura de la superficie de calentamiento como de el flujo de calor, son más bajos que en el "resecado" que en la "desviación de la ebullición nucleada".¹³

Un término adicional es usado para denominar la "crisis en la ebullición" es el de "quemado destructivo (burnout)", este define a la "crisis en la ebullición" que sucede aún cuando en la superficie de calentamiento haya ocurrido una falla física y esta continua su operación más allá de ésta región.¹

2.4.2. CORRELACIONES UTILIZADAS PARA LA DETERMINACION DEL FLUJO CRITICO DE CALOR EN UNA SECCION ANULAR.

Las correlaciones usadas en nuestra investigación, fueron seleccionadas principalmente por que los autores suponen que pueden llegar a considerarse generales para el estudio de este fenómeno, para cada una de éstas explicaremos la parte que corresponde a las condiciones suministradas por el circuito experimental de transferencia de calor. De éstas tenemos:

Correlación de Katto: ésta correlación fue desarrollada por su autor siguiendo el procedimiento que él mismo aplicó para investigar el desarrollo del flujo crítico de calor en ensambles de tubos, partiendo de estos estudios, obtuvo una correlación para el estudio de este fenómeno, que principalmente está orientada al flujo crítico de calor que ocurre cuando el calentamiento se suministra por la barra localizada en el interior del ánulo, no obstante puede aplicarse a calentamiento externo y bilateral. Esta correlación, es aplicable en condiciones donde el fluido alimentado al canal es subenfriado (inclusive líquido en el límite de la saturación) y el flujo es estable y sin oscilaciones. Las correlaciones que se utilizan de este autor durante la presente investigación tienen la siguiente forma: ¹⁴

$$\frac{q_{c0}}{G H_{FG}} = 0.12 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.133} \left(\frac{\sigma \rho_L}{G^2 L} \right)^{1/3} \left(\frac{1}{1 + 0.0081 \left(\frac{L}{D_{he}} \right)} \right) \dots(70)$$

Para un fluido que se encuentra subenfriado tenemos:

$$q_c = q_{c0} (1 + K \Delta H_i / H_{FG}) \dots(70.1)$$

El parámetro K en la región H, está definido por:

$$K_H = 0.057 \left(\frac{69.2}{L / D_{he}} \right)^{11.0(\rho_V / \rho_L)} \left(\frac{\sigma \rho_L}{G^2 L} \right)^{-1/3} \dots(70.2)$$

Correlación de Shah: este autor nos proporciona la siguiente correlación, la cual ha sido verificada con alrededor de 800 datos para cuatro fluidos de diferente tipo y se ha encontrado una desviación media del 14% con respecto a los datos obtenidos. Los datos incluyen ánuos cilíndricos, no-cilíndricos con calentamiento interno, externo y bilateral. El rango de los parámetros cubiertos incluye presiones reducidas de 0.017-0.9, flujos máscos de 100-16000 Kg/m² s, calidades de entrada de -3.1-0, calidades críticas de -2.8-+0.74, vacío anular de 0.5-11.1mm, y diámetro del tubo calentado de 1.5-96.5mm.

El autor de ésta correlación, la presenta de manera gráfica, pero recomienda obtener las siguientes consideraciones para que sea aplicada:¹⁵

Para realizar las gráficas él expresa el número de ebullición para los valores de $Y > 10^4$ puede ser calculado por:

$$Bo = F_1 F_2 Bo_1 \quad \dots(71)$$

Además el parámetro que sirvió para esta suposición está definido por:

$$Y = \left(\frac{G D C_p}{k} \right) \left(\frac{G^2}{\rho^2 g D} \right)^{0.4} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.6} \quad \dots(72)$$

Siendo D el diámetro donde ocurrirá el Flujo crítico de Calor.

Para el manejo adecuado de la correlación Shah sugiere los siguientes pasos:

- 1.-Calcular el parámetro adimensional Y.
- 2.-Calcular el diámetro calentado equivalente de la sección, cuando se tenga calentamiento bilateral se usará el perímetro de la superficie donde el flujo crítico se presente.
- 3.-Calcular el número de ebullición (Bo_1) usando la correlación de Shah parte1.
- 4.-Calcular el valor de F_1 haciendo uso de la correlación de Shah parte2 y con los datos obtenidos anteriormente.
- 5.-Calcular el valor de F_2 usando la correlación de Shah parte3 y haciendo uso de las condiciones que esta nos muestra.
- 6.-Calcular el número de ebullición a las condiciones críticas (Bo), para obtener el flujo de calor crítico a esas condiciones.

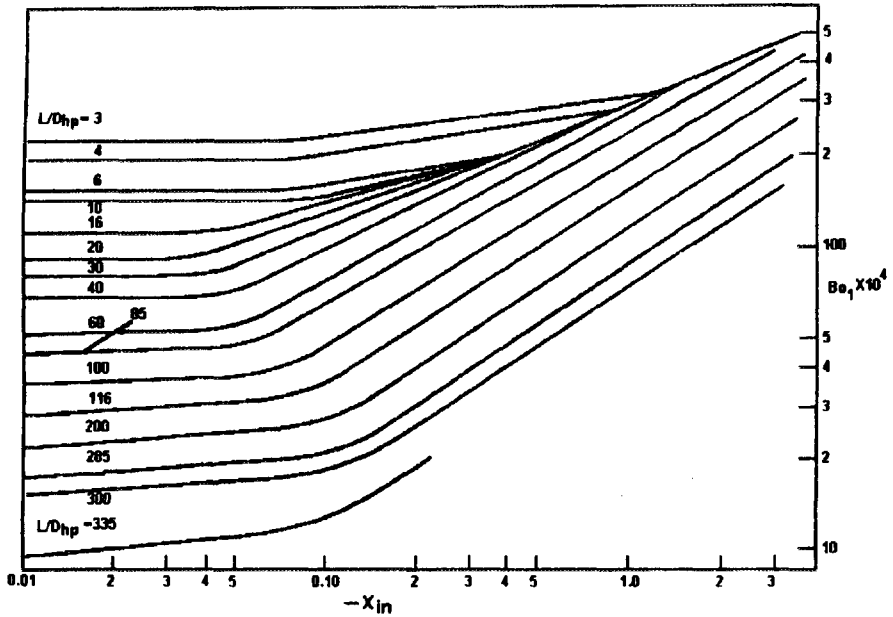


FIG. 13.-CORRELACION DE SHAH PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES, PARTE 1.

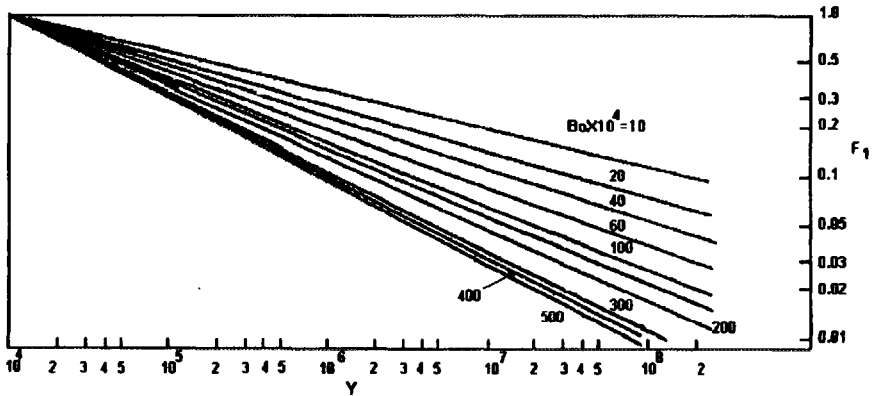


FIG. 14.-CORRELACION DE SHAH PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES, PARTE 2. $F_1=1$ CUANDO $Y < 10^6$.

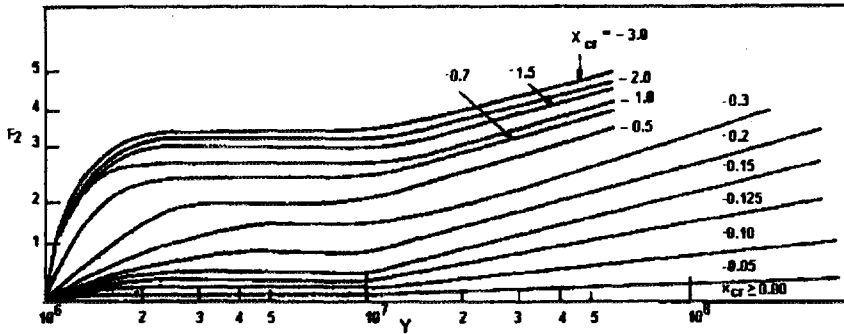


FIG.15.-CORRELACION DE SHAH PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES, PARTE 3. $F_2=1$ CUANDO $Y < 10^6$ Y CUANDO $X_{cr} > 0$.

CAPITULO 3.-EQUIPO Y PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

3.1 EQUIPO.

Para la realización de una corrida experimental en el circuito experimental de Transferencia de calor, que se localiza en el Laboratorio de Termofluidos de la Gerencia de Energéticos y Tecnología Nuclear, es necesario conocer el informe técnico IT.ETN/SN/CT-001 (diciembre -1994), el cual proporciona la información del funcionamiento, así como del llenado y vaciado del circuito.

El circuito experimental de transferencia de calor de manera general, cuenta con las siguientes características de diseño:

- Presión del sistema, desde atmosférica hasta 4 bars absolutos.
- Gasto másico del refrigerante hasta 2.2 Kg/seg.
- Temperatura de entrada del refrigerante: desde ambiente hasta la saturación
- Dirección de flujo del refrigerante (agua desmineralizada) vertical ascendente y descendente.
- Capacidad del Intercambiador: 100 KW.
- Capacidad de la Fuente: 3000 amp - 30 volts.

Para la realización de la experimentación, se usó del circuito experimental de transferencia de calor localizado en el Instituto Nacional de Investigaciones Nucleares, compuesto por:

3.1.1 INSTALACION HIDRAULICA.

-Estructura hidráulica, que consiste en tubería de acero inoxidable (1" $\varnothing_{\text{nominal}}$ cédula 40, normalizado según la norma AISI T-304), conexiones, como codos a 45 y 90°, válvulas de paso (tipo globo), todos estos elementos son del mismo diámetro nominal que la tubería, así como los recipientes que contienen al fluido de trabajo o refrigerante.

-Instrumentos de medición, entre los que tenemos: manómetros, termómetros, medidores de flujo (rotámetros).

-Precalentadores que se localizan en una sección de la estructura hidráulica y nos ayudan a mantener las condiciones estables en el circuito, éstos hacen uso de corriente alterna con un voltaje de 220 Volts, el circuito cuenta con 3, pudiéndose usar uno, dos o los tres.

-Tanque presurizador, el cual presuriza el sistema o puede ayudarnos a mantener las condiciones de presión requeridas y puede ser utilizado como tanque de almacenamiento.

-Intercambiador de calor, el cual utiliza agua del exterior, para que finalizando las corridas experimentales, el fluido de trabajo sea enfriado y no se dañe el equipo hidráulico del circuito.

-Motobomba de Circulación del circuito, ésta cuenta con un motor de 5 H.P el cual utiliza 220 volts de corriente alterna (conectada en YY), su capacidad máxima es de 742 L.P.M de gasto volumétrico y 23 metros de altura hidrostática.

-Motobomba de llenado y circulación, es usada para la experimentación en flujos volumétricos bajos y bajas presiones, alcanza hasta 120 L.P.M y una altura máxima de 15 mts. cuenta con un motor eléctrico de 0.5 H.P. y que utiliza 220 volts de corriente alterna.

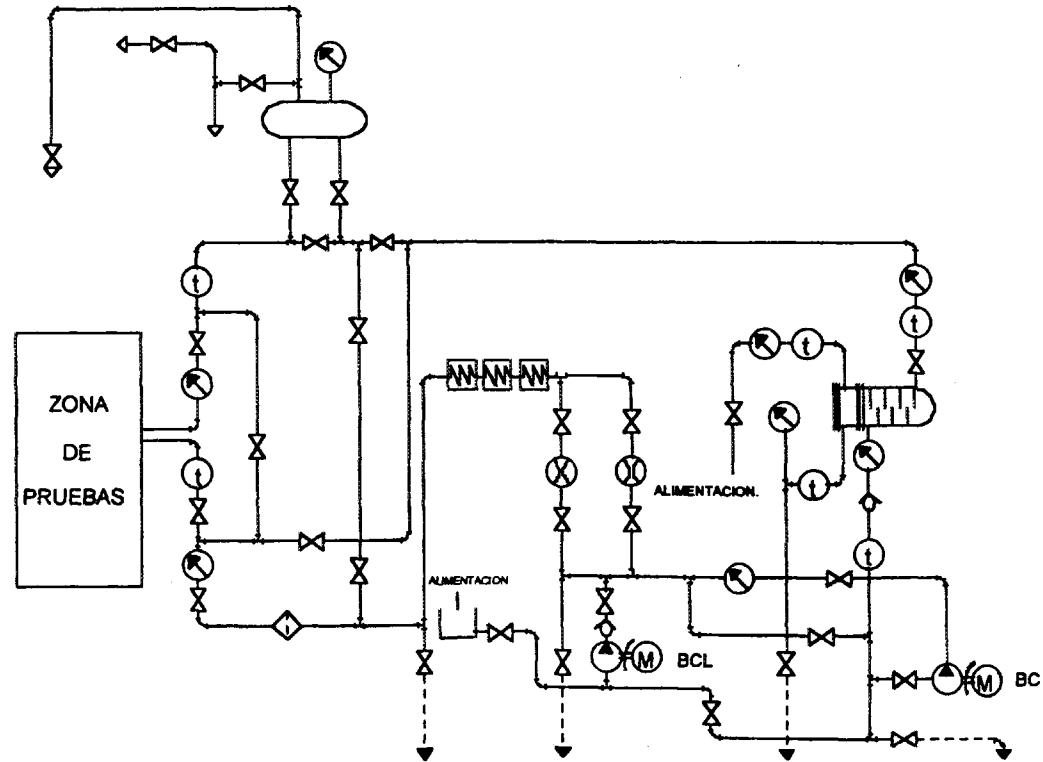


FIG. 16.- CIRCUITO EXPERIMENTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

3.1.2 FUENTE DE CALENTAMIENTO.

La zona de pruebas hace uso de energía eléctrica para su calentamiento, el sistema que nos permite éste, cuenta con un suministro trifásico de la línea de alimentación, posteriormente se tiene un transformador de bajada cuyas salidas se conectan al rectificador, donde el voltaje alterno es rectificado, y finalmente se aplica a la carga, contándose con un circuito de control para el rectificador, el cual permite el manejo de la potencia suministrada a la carga.

Las características del transformador, son las siguientes:

- Frecuencia de Operación: 50/60 Hz.
- Potencia Aparente: 45 KVA.
- Voltaje Nominal: 220-380 Volts.
- Peso Aproximado: 590 Kg.
- Voltaje del secundario: 15-30-45-90 Volts.
- Conexión de Líneas: $\Delta - \Delta$.

La fuente proporciona los siguientes rangos máximos de energía:

- Voltaje: 30 Volts (C.D.).
- Corriente: 1,500 Amperes.

3.1.3 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

El laboratorio de Termofluidos, cuenta con un equipo de cómputo para la adquisición de datos, éstos datos provienen de la superficie de calentamiento de la zona de pruebas, se hace uso de una computadora personal compatible, la cual tiene las siguientes características:

- Computadora Personal (PC) tipo AT-80386.
- 33 MHz.
- 4 Mb RAM.
- Disco duro de 85 MB.
- MS-DOS Versión 6.20
- Monitor tipo VGA.

Este equipo ayuda a obtener la temperatura de la superficie calentada y la temperatura media de el líquido. La manera en la que éstas temperaturas son obtenidas es por medio de una tableta electrónica (modelo AT-MIO-16), la cual puede ser utilizada en muchas aplicaciones para automatización de máquinas y procesos de control, instrumentación, pruebas electrónicas, monitoreo y control, etc., y se encuentra instalada dentro de la consola de la PC. Además, hacemos uso de un multiplexer análogo (modelo AMUX 64T), que cuadriplica el número de señales análogas de entrada siendo éstas señales digitalizadas por la tableta electrónica. La forma en la que funciona este conjunto es la siguiente: los termopares que se encuentran instalados en la zona de pruebas (son del tipo S-24-K-GG según Omega Engineering y tienen un rango de temperatura de 0 - 1370°C con una precisión de \pm

0.7 °C), envían la señal eléctrica al multiplexor el cual la recibe de manera análoga, éste manda la señal análoga a la tarjeta que la digitaliza y despliega los resultados en la pantalla con ayuda de un programa de computación (que está en lenguaje C) localizado en el paquete de computación Lab Windows que es un innovado paquete de computación desarrollado para aplicaciones en pruebas y mediciones, siendo el procesamiento de datos periódico guardándose las mediciones obtenidas durante cada cambio de potencia en la zona de pruebas para después hacer uso de esos valores en gráficas o en las correlaciones propuestas para nuestra experimentación.

3.1.4 ZONA DE PRUEBAS.

El equipo experimental utiliza una sección anular para la realización de la experimentación, para entender la forma en la que se llevará a cabo ésta, es necesario definir lo que es una sección anular, partiendo de la definición de flujo anular.

Flujo anular.-Un flujo anular tiene lugar, cuando un fluido que circula por un canal tiene altas velocidades de flujo y/o grandes concentraciones de burbujas (grandes fracciones de vacío), las cuales se unen y forman un espacio vacío a lo largo del centro del canal.

Una sección anular, es aquella en la cual se produce un vacío a lo largo del centro de un canal de flujo, este vacío es producido introduciendo material de determinada geometría (por lo regular circular) en el centro del canal.

Para aplicar las relaciones obtenidas para el cálculo de la transferencia de calor en secciones circulares y poder ser utilizadas en secciones anulares, es necesario hacer uso del diámetro equivalente, el cual puede ser el diámetro hidráulico equivalente o el diámetro calentado equivalente.

Una forma recomendada para conocer el diámetro equivalente a utilizar, es conociendo el vacío anular δ , esto es:

Si $\delta > 4\text{mm}$, se utiliza el diámetro hidráulico equivalente (D_{hy}).

Si $\delta \leq 4\text{mm}$, se utiliza el diámetro calentado equivalente. (D_{hc}).

$$= \frac{D_{EXT} - D_{INT}}{2} \dots\dots(1)$$

$$D_{hy} = \frac{4 \text{ veces el area de flujo.}}{\text{perimetro mojado.}} \dots\dots(2)$$

$$D_{hc} = \frac{4 \text{ veces el area de flujo.}}{\text{perimetro calentado.}} \dots\dots(3)$$

Cuando se realizan estudios de transferencia de calor, en donde la viscosidad tiene solamente un efecto secundario y se requiere cuantificar la cantidad de calor que se suministra al fluido (lo que ocurre en el estudio del flujo crítico de calor), se utiliza el diámetro calentado equivalente, la forma de obtener este valor es:

Para una sección anular con calentamiento interno:

$$D_{he} = \frac{4\left(\frac{\pi}{4}\right)(D_{EXT}^2 - D_{INT}^2)}{\pi D_{INT}} = \left(\frac{D_{EXT}^2}{D_{INT}}\right) - D_{INT} \quad \dots(4)$$

Para una sección anular con calentamiento externo:

$$D_{he} = \left(\frac{D_{EXT}^2 - D_{INT}^2}{D_{EXT}}\right) = D_{EXT} - \left(\frac{D_{INT}^2}{D_{EXT}}\right) \quad \dots(5)$$

Nuestra Zona de pruebas consta de:

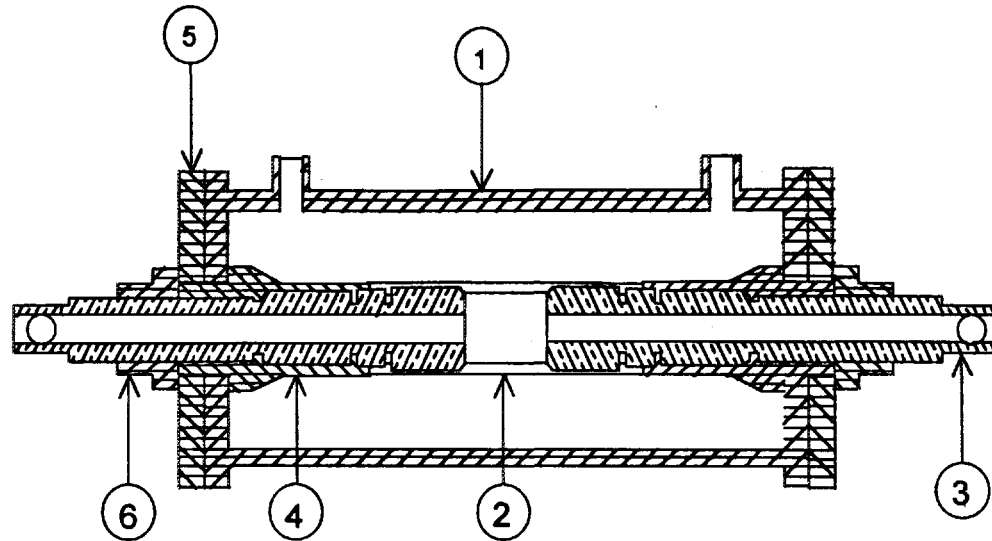


FIG. 17.-ZONA DE PRUEBAS.

En donde:

- 1.-Columna de Acrílico cristal con una longitud de 1180 mm. y un diámetro interno de 62 mm.
- 2 .-Tubo de Acero inoxidable (AISI T-304) de 33 mm. de diámetro exterior y 480 mm. de longitud, es además la superficie de calentamiento.
- 3 .-Barra de Latón, que tiene la finalidad de ser el electrodo para calentar la superficie.
- 4 .-Conectores de Nylon-M, los cuales conectan la superficie de calentamiento con los electrodos y los mantienen sujetos.
- 5 .-Bridas de acrílico cristal, éstas cierran herméticamente la columna de la zona de pruebas.
- 6 .-Tuercas de Nylon que mantienen firmemente sujetos a los conectores con la columna de la zona de pruebas.

3.2 EXPERIMENTACIÓN.

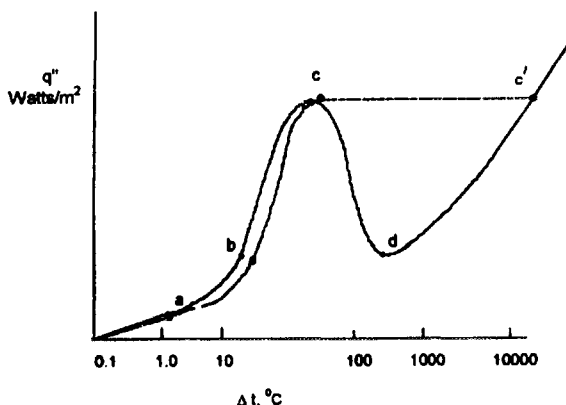
Después de conocer las funciones principales del circuito, procedemos a establecer los parámetros físicos que nos ayudarán a realizar la experimentación, los valores obtenidos son los siguientes:

Temperatura de entrada a la zona de pruebas se llega a una temperatura menor a la de saturación a la presión del sistema.

Gasto volumétrico del circuito en la zona de pruebas: 10 L.P.M.

Presión en la zona de pruebas es variable dependiendo del diámetro exterior de la columna anular (de su diámetro equivalente mojado).

Antes de continuar con la explicación de la experimentación, fundamentaremos ésta utilizando de nueva cuenta la gráfica de las regiones de ebullición pero esta vez cuando la variable independiente es el flujo de calor.



Regiones de la ebullición en estanque, antes del punto a, líquido a convección natural, b-c ebullición nucleada, c-d cambio en la ebullición, d-e ebullición de película, e-f ebullición de película y radiación.

FIG. 18.-REGIONES DE LA EBULLICION.

Como se puede observar, no hay cambios significativos de una curva con respecto a otra, siendo el cambio más significativo el que se presenta una vez que se alcanza el valor del flujo crítico de calor, ya que la región transitoria NO se presenta y el régimen de ebullición de película se establece a lo largo de la trayectoria cc' . La ebullición de película ocurrirá siempre y cuando el incremento en la temperatura de pared no alcance la temperatura de fusión del material de la misma. Si esto ocurre la superficie se destruiría en el punto C, de ahí que se le llame en este caso punto de quemado destructivo.

Lo que generalmente se lleva a cabo en este tipo de experimentación, es calentar la superficie de calentamiento de la zona de pruebas por medio de energía eléctrica, para que ésta transmita el calor al fluido midiéndose la temperatura de pared de la superficie y la temperatura promedio del volumen de flujo. Previamente han sido fijadas las condiciones de temperatura del líquido a la entrada, gasto volumétrico, presión del sistema, y desde luego la geometría de la sección. De esta manera, la cantidad de flujo de calor transferido al refrigerante (por medio de la fuente) es fácilmente determinado con el área de la superficie que transfiere el calor al fluido. En primer lugar se suministrará una cantidad mínima de calor al refrigerante (agua desmineralizada) el cual fluye de abajo hacia arriba, el valor inicial de potencia suministrada a la superficie de calentamiento es de 100 watts, este valor se irá incrementando de manera proporcional midiéndose durante cada incremento de potencia las temperaturas del refrigerante y de la zona de calentamiento (esto con

ayuda de los termopares insertados en la superficie calentada) hasta alcanzar el valor máximo permitido por las características del circuito, o si el circuito lo permite, hasta que en la superficie calentada se visualice un aumento repentino y considerable en su temperatura, si esto último sucede, el flujo de calor proporcionado por la superficie calentada es el valor del flujo crítico de calor buscado para las condiciones del circuito. Durante la experimentación, se mantendrán estables las condiciones del agua de entrada a la zona y el régimen del flujo será permanente. Este experimento se realiza por lo menos 3 veces para que sea confiable, además es necesario hacerlo a otras condiciones del sistema para verificar la validez de la correlación que sea propuesta como la de mejor aplicación para el circuito experimental de transferencia de calor.

CAPITULO 4.-RESULTADOS.

4.1 RESULTADOS.

Concluida la experimentación y luego del manejo de los resultados, éstos son mostrados a continuación, para que sean explicados y discutidos más adelante.

TIEMPO. (Seg.)	FLUJO DE CALOR. (W/m ²)	T _w . (°C).	T _b . (°C).	T _w - T _b (°C).	T sal. (°C).	T ent. (°C).
0	0	35.89726	35.771688	0.125572	33.28235	33.16403
600	35013.043	41.674623	41.671146	0.003477	41.64452	41.43072
3600	49847.208	95.045497	93.945042	1.100455	86.19727	84.64813
7200	51911.399	100.80612	98.778602	2.027518	93.59795	91.77434
9000	55007.687	101.92737	99.816974	2.110396	95.57226	93.62377
9600	56555.83	102.23151	100.56348	1.66803	96.12702	93.72826
10200	58103.974	102.45899	100.91863	1.54036	95.57226	93.74796
10800	59652.117	102.76933	101.2324	1.53693	95.85958	93.54247
12000	61200.261	102.87783	100.97232	1.90551	95.88002	93.51498
12780	62748.404	102.98611	100.89036	2.09575	95.87956	93.76337

TABLA 6.-RESULTADOS OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE USANDO UNA SECCION ANULAR CON RELACION L/Dhp=0.856

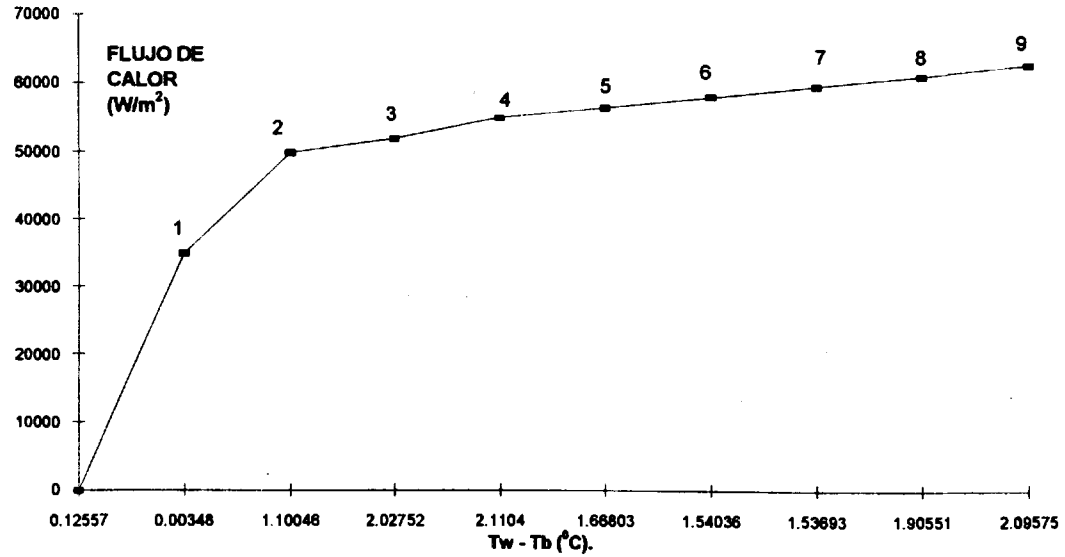


FIG. 19.-EBULLICION EN FLUJO EN UNA SECCION ANULAR CON UNA $L/D_{hp}=0.856$.

TIEMPO (Seg)	FLUJO DE CALOR (W/m ²)	Tw (°C).	Tb (°C).	Tw - Tb (°C).	Tent. (°C).	Tsal. (°C).
0	0	74.618917	74.574657	0.04426	73.50286	73.66523
3600	67353.729	82.342533	81.665075	0.677458	72.41661	73.41661
7200	69933.968	96.785163	93.489487	3.295676	89.89887	91.35952
8700	72514.207	100.25565	96.339893	3.915757	93.40483	94.80866
10200	74062.351	101.06585	97.919897	3.136953	94.53742	94.6668
11700	75610.494	101.66878	97.604763	4.064017	94.56877	94.71253
13200	77158.638	102.1175	97.794503	4.322997	94.80469	94.80469

TABLA 7.-RESULTADOS OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE USANDO UNA SECCION ANULAR CON RELACION L/Dhp=5.881.

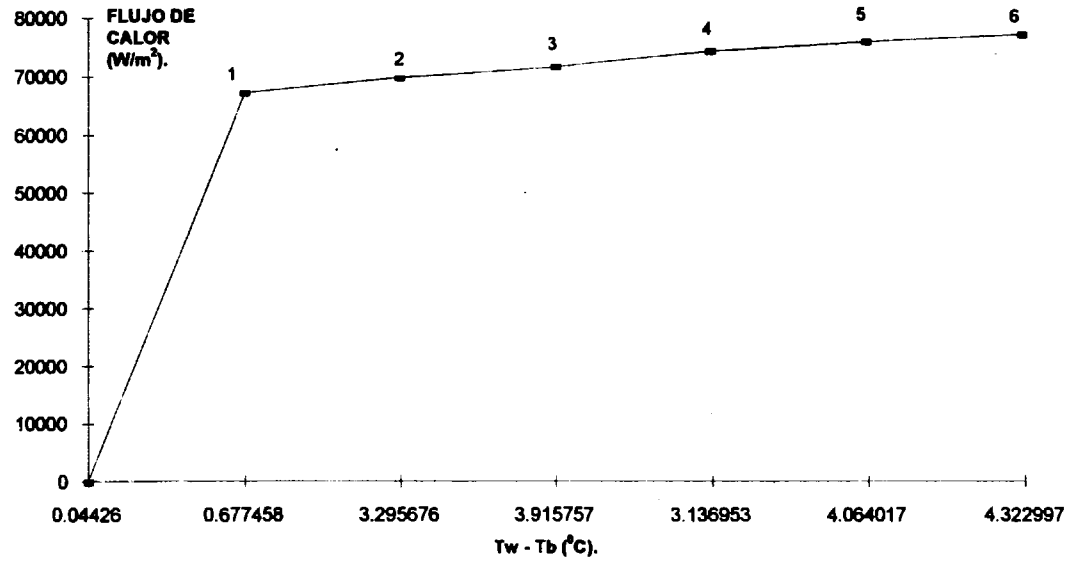


FIG. 20.-EBULLICION EN FLUJO EN UNA SECCION ANULAR CON UNA $L/D_{hp}=5.881$

	L/Dhp =5.881.		L/Dhp=4.156.		L/Dhp=0.856.
GASTO L.P.M.	q'' _{CRIT} KATTO. (kW/m ²).	q'' _{CRIT} SHAH. (kW/m ²).	q'' _{CRIT} KATTO. (kW/m ²).	q'' _{CRIT} SHAH. (kW/m ²).	q'' _{CRIT} KATTO. (kW/m ²).
5	1581.3208	980.94303	1431.9074	1631.0917	862.97247
10	2004.2328	1084.5483	1809.6744	1698.011	1089.8597
15	2302.2755	1199.0962	2075.3085	1737.1563	1249.3105
20	2540.2493	1325.7424	2287.1043	1764.9303	1376.3987
25	2741.6488	1465.7647	2466.1609	1786.4735	1483.8134
30	2918.0012	1620.5759	2622.8182	1804.0755	1577.7713
35	3075.9262	1791.738	2763.0089	1818.9579	1661.8384
40	3219.6193	1980.9779	2890.4902	1831.8495	1738.2727
45	3351.9273	2190.2049	3007.8101	1843.2208	1808.6054
50	3474.8815	2421.5301	3116.7856	1853.3927	1873.9282

TABLA 8.-COMPARACION TEORICA DE LOS VALORES OBTENIDOS UTILIZANDO LAS CORRELACIONES PROPUESTAS PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES.

FIG. 21.-COMPARACION DE VALORES OBTENIDOS CON LAS CORRELACIONES PARA DETERMINA EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN UNA SECCION ANULAR CON UNA RELACION $L/D_{hp}=5.881$

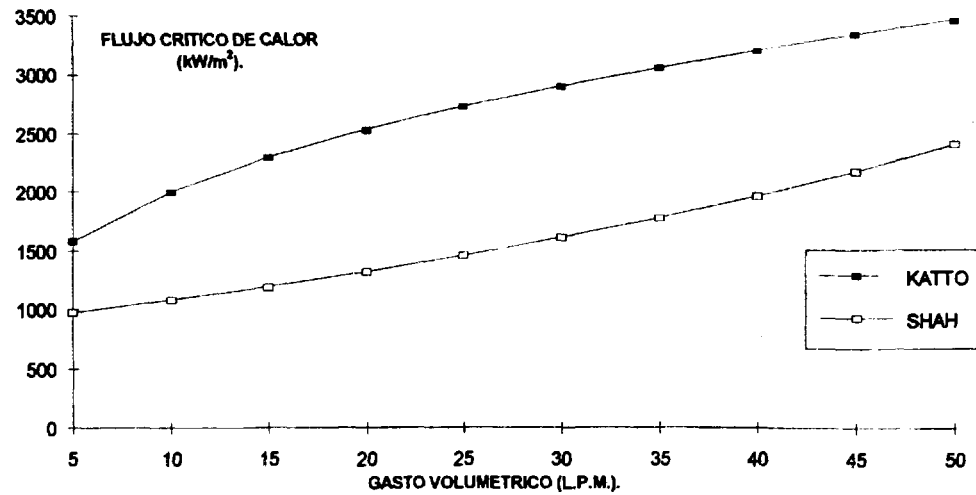


FIG. 22.-COMPARACION DE VALORES OBTENIDOS CON LAS CORRELACIONES PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN UNA SECCION ANULAR CON UNA RELACION L/D_{hp}=4.156

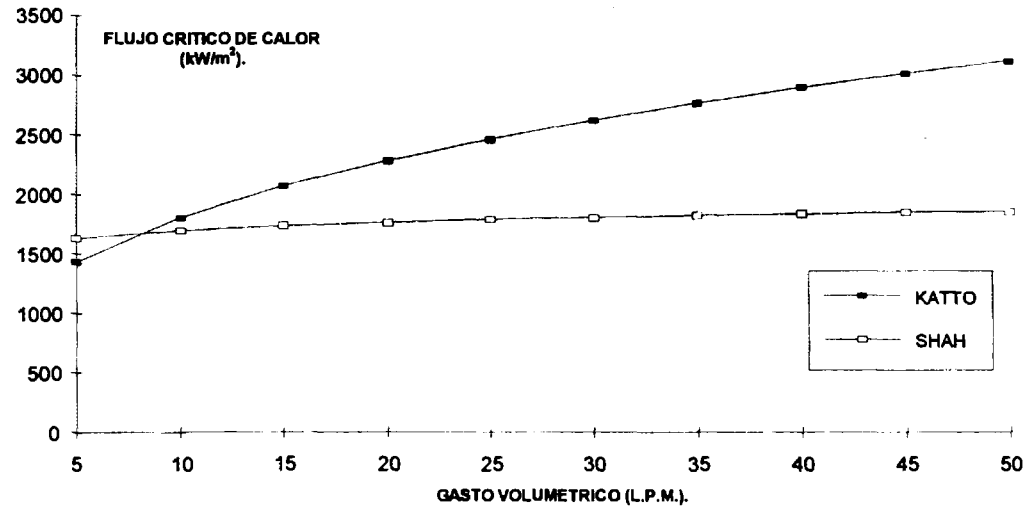


FIG. 23.-VALORES DETERMINADOS DEL FLUJO CRITICO DE CALOR CON LA CORRELACION DE KATTO EN UNA SECCION ANULAR CON UNA RELACION $L/D_{hp}=0.866$.

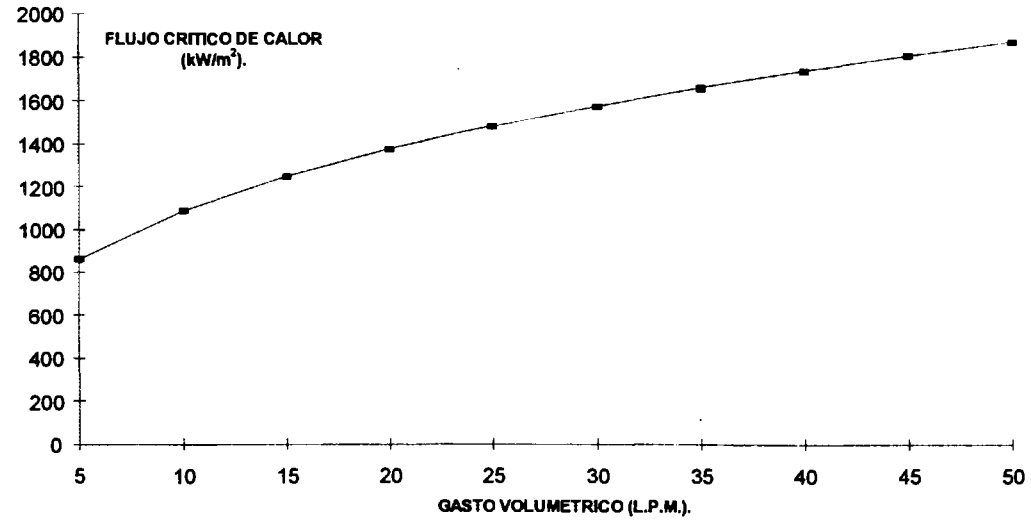
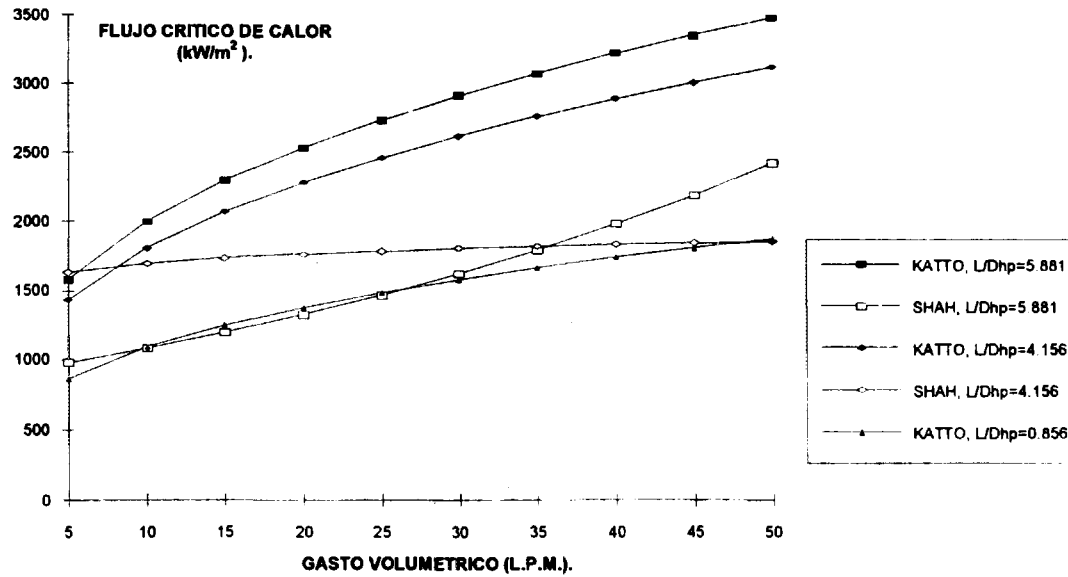


FIG. 24.-COMPARACION DE LOS VALORES OBTENIDOS CON LAS CORRELACIONES APLICADAS PARA DETERMINAR EL FLUJO CRITICO DE CALOR EN SECCIONES ANULARES.



4.2 DISCUSION DE RESULTADOS.

Durante la experimentación se realizaron dos pruebas, las cuales se representan en las dos primeras tablas, así como en las gráficas de la ebullición en flujo para una sección anular con relación $L/D_{hp}=0.856$ y $L/D_{hp}=5.881$, respectivamente.

La gráfica que representa los resultados obtenidos durante el experimento llevado a cabo con una sección anular con relación $L/D_{hp}=0.856$, muestra que durante el principio de la experimentación se produce una convección pura de calor de tipo forzada (0-1), posteriormente se observa que a cada incremento de potencia, el incremento en la diferencia de temperaturas es mayor, provocando un cambio en la manera en la que la transferencia de calor se está produciendo, llegando a la temperatura de saturación del fluido a las condiciones del sistema en algunas partes de la pared del sólido calentado, se llega al estado de ebullición nucleada subenfriada (1-4), posteriormente, se llega a la condición de ebullición nucleada saturada, que se nota por la tendencia que tiene la curva de que a un menor incremento en la cantidad de calor transferido al fluido se nota un mayor aumento en la diferencia de las temperaturas (5-9).

La gráfica de la ebullición en flujo en una sección anular con relación $L/D_{hp}=5.881$, nos permite ver solamente la tendencia de 2 regiones de la curva de ebullición, en la primera vemos claramente definida la transferencia de calor producida por la convección forzada (0-1), posteriormente se visualizó una pendiente con menor inclinación, la que nos muestra el momento en el que alcanzamos la ebullición nucleada subenfriada, y observamos que por cada incremento en la cantidad de potencia suministrada al fluido, la diferencia de temperaturas es mayor, por otra parte notamos que se alcanza la temperatura de saturación del fluido a las condiciones de presión en la zona de pruebas por parte de la superficie de calentamiento, sin que el fluido alcanzará en ningún momento su temperatura de saturación dentro de la sección de pruebas.

Más tarde se llevó a cabo un estudio teórico de las correlaciones propuestas para la determinación del Flujo Crítico de Calor en secciones anulares, los valores tomados como referencia en estos casos, fueron las presiones que se proporcionan a las diferentes secciones anulares con que cuenta el Laboratorio por parte de la bomba usada en el circuito, de esta manera se pretendió que esta comparación nos permita conocer los rangos de flujo de calor necesarios para llevar a cabo la experimentación de este fenómeno en el Laboratorio de Termofluidos, así como el dimensionamiento de la superficie de calentamiento para lograr estas cantidades de flujo.

La comparación de las correlaciones, ayudó a conocer el grado de generalidad de las mismas, para las secciones tomadas para la comparación, solamente se pudo realizar en 2 secciones de las 3 con las que se contaba.

En la sección anular con relación $L/D_{hp}=5.881$ la correlación de Shah proporciona unos valores menores y por la tendencia que muestran podemos darnos cuenta que a flujos mayores a los que se usaron durante ésta comparación, estos valores pueden llegar a ser mayores a los que obtenemos aplicando la correlación de Katto, además que la desviación de los valores entre las 2 correlaciones tiende a ser menor .

Para la sección anular con relación $L/D_{hp}=4.156$ la correlación de Shah no permite definir claramente el incremento en la cantidad de calor que debe ser suministrado a la superficie de calentamiento debido al incremento en el gasto volumétrico, aunque a 10 L.P.M. con las dos correlaciones obtenemos casi el mismo valor en el flujo de calor, podemos observar que la correlación de Katto es la que mantiene su tendencia en los incrementos de gasto volumétrico.

En la última sección anular ($L/D_{hp}=0.856$), solamente pudo usarse la correlación de Katto, pero se nota que se mantiene la tendencia que en general se muestra para las otras secciones, apreciándose claramente los incrementos de flujo de calor suministrado producidos por los aumentos en el gasto volumétrico.

Finalmente se comparan de manera gráfica los valores de las correlaciones para todas las secciones anulares con las que se cuenta.

CONCLUSIONES.

Después de estudiar de manera teórica el fenómeno de Flujo Crítico de Calor, aplicando las correlaciones de Shah y de Katto, y de efectuar la experimentación en el Circuito Experimental de Transferencia de Calor del Laboratorio de Termofluidos, se concluye lo siguiente:

1.-Para continuar con este tipo de estudio en el Laboratorio, se recomienda en primer lugar, el utilizar otros materiales para los componentes en la sección de prueba, retomando las columnas de acrílico que durante nuestra investigación fueron las que se acondicionaron de mejor manera y sin muchos contratiempos, notando que es indispensable diseñarlas con una mayor relación L/D_{hp} para que nos permitan utilizar en mayor medida las correlaciones que se sugieren en este trabajo.

2.-La obtención de una curva de las regiones de ebullición a bajos flujos volumétricos y presiones es posible dentro del laboratorio, sin embargo, es importante definir la manera en la que ésta será obtenida, ya que cuando la variable controlada es el flujo de calor aumenta la dificultad para establecer los límites de las regiones principalmente cuando se ha rebasado la región de ebullición nucleada saturada.

3.-De las correlaciones comparadas podemos observar que la correlación de Shah nos proporciona una rápida aproximación del valor esperado en el que ocurrirá el Flujo Crítico de Calor, sin embargo, con la correlación de Katto logramos un valor más confiable y por lo tanto útil a bajas presiones y flujos volumétricos, además de que el uso de esta correlación es aplicable a relaciones L/D_{hp} muy pequeñas, cuando no se cuenta con una correlación propia como un medio para determinar el flujo crítico de calor.

4.-La correlación de Shah se utilizó para dos secciones de prueba, por lo que a relaciones L/D_{hp} menores de 3 es difícil compararla con otras correlaciones, además en una de las secciones en la que pudo ser aplicada los valores esperados de Flujo Crítico de Calor mostraron una tendencia demasiado lineal, que impiden visualizar el incremento requerido en el calor suministrado para llegar al estado crítico, cuando ésta correlación pudo ser comparada con la de Katto mostró valores de flujo de calor mucho más bajos, lo que nos permite concluir que la mejor utilidad de las dos correlaciones llega a ser a las condiciones a las que

5.-Por último se recomienda que en el Laboratorio se continúe con el estudio de la transferencia de calor a dos fases, ya que es de gran relevancia que se cuente con un soporte técnico en esta disciplina, además se recomienda proseguir con la investigación del Flujo Crítico de Calor, probando nuevos materiales como superficie de calentamiento dentro de la zona de pruebas, además de otro tipo de geometría de la misma, así como aplicar otras condiciones al circuito tanto de presión y de cantidad de flujo volumétrico del fluido, con la finalidad de obtener datos que sirvan para el diseño térmico de equipo de proceso.

6.-La experimentación realizada permitió caracterizar el Circuito Experimental de Transferencia de Calor del Departamento de Física del I.N.I.N. con lo cual los investigadores de este laboratorio cuentan ya con datos confiables del funcionamiento del circuito a las regiones de flujo que se han mencionado.

BIBLIOGRAFIA.

- 1 "THE THERMAL BEHAVIOUR OF A HEATED SURFACE AT AND BEYOND DRYOUT"
Groeneveld, D.C.
Chalk River Nuclear Laboratories, Ontario, november 1972.
Atomic Energy of Canada Limited.
- 2 "HEAT, MASS, AND MOMENTUM TRANSFER"
Rohsenow Warren M. & Choi Harry.
Series in engineering of the physical sciences.
New Jersey, 1961.
Prentice Hall, Inc. Englewood Cliffs.
- 3 "PROCESS HEAT TRANSFER"
Kern, Q. Donald.
New York, 1950
McGraw Hill Book Company.
- 4 "TRANSFERENCIA DE CALOR"
Holman, J.P.
Editorial C.E.C.S.A..
México D.F. 1986, 1ª Edición.
- 5 "TRANSFERENCIA DE CALOR"
Dr. Del Valle Muñoz Víctor Hugo.
Curso Nuclear Básico. Volumen 3B. I.N.I.N. 1989.
- 6 "HANDBOOK OF HEAT TRANSFER FUNDAMENTALS"
Rohsenow Warren M., Hartnett James P., and Ganic Ejup N.
McGraw Hill Book Co.
- 7 "NUCLEAR HEAT TRANSPORT"
El-Wakil M.M.
United State of America, 1971.
International Textbook Co.
- 8 "HEAT TRANSFER & FLUID FLOW"
Data Books. Corporate Research & Development.
General Electric Co.
Genium Publishing Co.
Printed in U.S.A.

- 9 "MULTIPHASE SCIENCE & TECHNOLOGY"
G.H. Hewitt, J.M. Delhay, & N. Zuber.
Hemisphere Publishing Co.
Volume 2. p.180 - 274.
- 10 "THERMOHYDRAULICS OF TWO-PHASE SYSTEMS FOR INDUSTRIAL DESIGN AND NUCLEAR ENGINEERING"
DelHaye J.M., Giot M., and Riethmuller M.L.
Hemisphere Publishing Co.
Series in thermal and fluids engineering.
p. 307-351.
- 11 "CRITICAL HEAT FLUX"
Katto Y.
International Journal Multiphase Flow.
Vol.20 suppl. p.p. 53-90, 1994
Printed in Great Britain.
Pergamon.
- 12 "HEAT TRANSFER IN CONDENSATION AND BOILING"
S.S.Kutateladze.
United States Atomic Energy Commission.
Technical Information Service. 2nd edition.
International Textbook Company. U.S.A. 1971.
- 13 "EXPERIMENTAL STUDIES OF CRITICAL HEAT FLUX FOR LOW FLOW OF WATER IN VERTICAL ANNULI AT NEAR ATMOSPHERIC PRESSURE"
El-Genk Mohamed S., Haynes J. Stanley and Kim Sung-Ho.
International Journal of Heat and Mass Transfer.
Vol. 31, No. 11, p.p. 2291-2304. Pergamon Press Ltd., 1988.
Printed in Great Britain.
- 14 "GENERALIZED CORRELATIONS OF CRITICAL HEAT FLUX FOR THE FORCED CONVECTION BOILING IN VERTICAL UNIFORMLY HEATED ANNULI"
Katto Y.
International Journal of Heat and Mass Transfer.
Vol. 22, p.p.575-584. Pergamon Press Ltd, 1979.
Printed in Great Britain.
- 15 "A GENERAL CORRELATION FOR CRITICAL HEAT FLUX IN ANNULI"
Shah M.M.
International Journal of Heat and Mass Transfer.
Vol. 23, p.p. 225-234. Pergamon Press Ltd., 1980.
Printed in Great Britain.

16 "1967 ASME STEAM TABLES"

**Meyer C. A., McClintock R.B., Silvestri G.J., Spencer, Jr. R.C.
The American Society of Mechanical Engineers.
New York, N.Y.**

ANEXO.

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA UTILIZADA DURANTE LA EXPERIMENTACION. ¹⁶

L / Dh_p = 0.856		
G=10 L.P.M.	G=20 L.P.M.	G=30 L.P.M.
P= 0.87 bars.	P= 0.89 bars.	P= 0.95 bars.
T _{SAT} =95.9 °C	T _{SAT} =96.1 °C	T _{SAT} =98.2 °C
ρ _F = 961.031 kg/m ³	ρ _F = 960.708 kg/m ³	ρ _F = 959.430 kg/m ³
ρ _G = 0.521 kg/m ³	ρ _G = 0.529 kg/m ³	ρ _G = 0.562 kg/m ³
H _F = 401.946 kJ/kg	H _F = 403.894 kJ/kg	H _F = 411.337 kJ/kg
H _G = 2669.711 kJ/kg	H _G = 2670.413 kJ/kg	H _G = 2673.195 kJ/kg
H _{FG} = 2267.765 kJ/kg	H _{FG} = 2266.519 kJ/kg	H _{FG} = 2261.858 kJ/kg
T _{ENT} = 93.8 °C	T _{ENT} = 94.2 °C	T _{ENT} = 95.9 °C
H _{ENT} = 392.787 kJ/kg	H _{ENT} = 394.731 kJ/kg	H _{ENT} = 402.141 kJ/kg
C _{pL} = 3.138 kJ/kg	C _{pL} = 3.177 kJ/kg	C _{pL} = 3.266 kJ/kg
μ _L = 8.892X10 ⁻⁵ kg/ms	μ _L = 9.449X10 ⁻⁵ kg/ms	μ _L = 1.157X10 ⁻⁴ kg/ms
K _L = 0.200 W/m°C	K _L = 0.214 W/m°C	K _L = 0.271 W/m°C
σ = 0.059 N/m	σ = 0.059 N/m	σ = 0.059 N/m
Ø _{EXT} = 0.14 m	Ø _{EXT} = 0.14 m	Ø _{EXT} = 0.14 m
Ø _{INT} = 0.033 m	Ø _{INT} = 0.033 m	Ø _{INT} = 0.033 m

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA UTILIZADA DURANTE LA EXPERIMENTACION. ¹⁶

L / Dh_p = 4.156		
G=10 L.P.M.	G=20 L.P.M.	G=30 L.P.M.
P= 0.96 bars.	P= 1.01 bars.	P= 1.06 bars.
T_{SAT}=98.4 °C	T_{SAT}=99.8 °C	T_{SAT}=101.2 °C
ρ_F= 959.218 kg/m³	ρ_F= 958.214 kg/m³	ρ_F= 957.255 kg/m³
ρ_G= 0.567 kg/m³	ρ_G= 0.594 kg/m³	ρ_G= 0.621 kg/m³
H_F= 412.542 kJ/kg	H_F= 418.385 kJ/kg	H_F= 424.004 kJ/kg
H_G= 2673.658 kJ/kg	H_G= 2675.763 kJ/kg	H_G= 2677.895 kJ/kg
H_{FG}= 2261.116 kJ/kg	H_{FG}= 2257.763 kJ/kg	H_{FG}= 2253.891 kJ/kg
T_{ENT}= 93.4 °C	T_{ENT}= 93.3 °C	T_{ENT}= 95.8 °C
H_{ENT}= 435.153 kJ/kg	H_{ENT}= 392.811 kJ/kg	H_{ENT}= 401.465 kJ/kg
C_{pL}= 3.705 kJ/kg	C_{pL}= 4.035 kJ/kg	C_{pL}= 4.218 kJ/kg
μ_L= 1.239X10⁻⁴ kg/ms	μ_L= 1.447X10⁻⁴ kg/ms	μ_L= 1.515X10⁻⁴ kg/ms
K_L= 0.278 W/m°C	K_L= 0.326 W/m°C	K_L= 0.291 W/m°C
σ = 0.059 N/m	σ = 0.059 N/m	σ = 0.059 N/m
∅_{EXT} = 0.14 m	∅_{EXT} = 0.14 m	∅_{EXT} = 0.14 m
∅_{INT} = 0.033 m	∅_{INT} = 0.033 m	∅_{INT} = 0.033 m

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA UTILIZADA DURANTE LA EXPERIMENTACION. ¹⁶

L / Dh_p = 5.881		
G=10 L.P.M.	G=20 L.P.M.	G=30 L.P.M.
P= 0.97 bars.	P= 1.02 bars.	P= 1.12 bars.
T_{SAT}=98.8 °C	T_{SAT}=100.2 °C	T_{SAT}=102.8 °C
ρ_F= 958.971 kg/m³	ρ_F= 957.933 kg/m³	ρ_F= 955.989 kg/m³
ρ_G= 0.574 kg/m³	ρ_G= 0.602 kg/m³	ρ_G= 0.659 kg/m³
H_F= 413.987 kJ/kg	H_F= 420.086 kJ/kg	H_F= 431.525 kJ/kg
H_G= 2674.184 kJ/kg	H_G= 2676.451 kJ/kg	H_G= 2680.664 kJ/kg
H_{FG}= 2260.196 kJ/kg	H_{FG}= 2256.365 kJ/kg	H_{FG}= 2249.139 kJ/kg
T_{ENT}= 94.4 °C	T_{ENT}= 96.1 °C	T_{ENT}= 98.9 °C
H_{ENT}= 397.854 kJ/kg	H_{ENT}= 403.945 kJ/kg	H_{ENT}= 415.388 kJ/kg
C_{pL}= 3.799 kJ/kg	C_{pL}= 4.131 kJ/kg	C_{pL}= 4.213 kJ/kg
μ_L= 1.263X10⁻⁴ kg/ms	μ_L= 1.440X10⁻⁴ kg/ms	μ_L= 1.771X10⁻⁴ kg/ms
K_L= 0.291 W/m°C	K_L= 0.341 W/m°C	K_L= 0.440 W/m°C
σ = 0.059 N/m	σ = 0.059 N/m	σ = 0.058 N/m
∅_{EXT} = 0.14 m	∅_{EXT} = 0.14 m	∅_{EXT} = 0.14 m
∅_{INT} = 0.033 m	∅_{INT} = 0.033 m	∅_{INT} = 0.033 m

GUIA DE IDENTIFICACION DEL ALAMBRE TERMOPAR.

CODIGO ANSI	COMBINACION DE ALEACION.		CODIGO DE COLORES.		TERMINAL MAGNETICA.	RANGO DE TEMPERATURA MAXIMO DE USO.	LIMITES DE ERROR.		NORMAS NACIONALES PARA TERMOPARES CONDUCTORES DE SALIDA.	COMENTARIOS SOBRE EL AMBIENTE DEL ALAMBRE DESNUDO.
	TERMINAL (+)	TERMINAL (-)	TERMOPAR	EXTENSION			NOMINAL	ESPECIAL		
J	ACERO FIERRO	CONSTANTAN COBRE NICKEL	BLANCO (+) ROJO (-) CUBIERTA CAFE.	BLANCO (+) ROJO (-) CUBIERTA NEGRA	ACERO (+)	32 A 1382 ^o F 0 A 750 ^o C GRADO TERMOPAR 32 A 392 ^o F 0 A 200 ^o C GRADO EXTENSION	2.2 ^o C o 0.75%	1.1 ^o C o 0.4%	ANSI / MC98.1 TYPE J. BS 4937 PART3 JIS C 1602. NF C 42-321.	USO LIMITADO EN OXIDACION A ALTAS TEMPERATURAS. NO RECOMENDADO PARA TEMPERATURAS BAJAS.
K	CROMEL NICKEL -CROMO	ALUMEL NICKEL -ALUMINIO	AMARILLO (+) ROJO (-) CUBIERTA CAFE.	AMARILLO (+) ROJO (-) CUBIERTA AMARILLA.	ALUMEL (-).	-328 A 2288 ^o F -200 A 1250 ^o C GRADO TERMOPAR 32 A 392 ^o F 0 A 200 ^o C GRADO EXTENSION	2.2 ^o C o 0.75% SUPERIOR OR A 0 ^o C 2.2 ^o C o 0.2% ABAJOS DE 0 ^o C.	1.1 ^o C o 0.4%	ANSI / MC98.1 TYPE K. BS 4937 PART4 JIS C 1602. NF C 42-321.	LIMPIO DE OXIDACION E INERTE. AMPLIO RANGO DE TEMPERATURA CALIBRACION MAS POPULAR.

T	COBRE.	CONS TANTAN COBRE -NICKEL	AZUL (+) ROJO (-) CUBIERTA CAFE.	AZUL (+) ROJO (-) CUBIERTA AZUL.	NINGUNA.	-328 A 862°F -200 A 350°C GRADO TERMOPAR 76 A 212°F -60 A 100°C GRADO EXTENSION	1.0°C O 0.75% MA YOR DE 0°C 2.2°C O 0.2% ME NOR DE 0°C.	0.5°C O 0.4%	ANSI / MC98.1 TYPE T. BS 4937 PART5 JIS C 1602. NF C 42-321.	OXIDACION MODERADA, VACIO REDUCIDO O INERTE. BUENO EN MEZCLAS. BAJAS TEMPERATU RAS Y APLICACIONES CRIOGENICAS.
E	CROME L NICKEL- CROMO.	CONS TANTAN COBRE -NICKEL	MORADO (+) ROJO (-) CUBIERTA CAFE.	MORADO (+) ROJO (-) CUBIERTA MORADA.	NINGUNA.	-328 A 1852°F -200 A 900°C GRADO TERMOPAR 32 A 392°F 0 A 200°C GRADO EXTENSION	1.7°C O 0.5% M A YOR DE 0°C 1.7°C O 1.0% ME NOR DE 0°C.	1.0°C O 0.4%	ANSI / MC98.1 TYPE E. BS 4937 PART6 JIS C 1602. NF C 42-321. DIN 43710.	USO LIMITADO EN PRESIONES REDUCIDAS O VACUOMETRI CAS.
N	OMEGA -P NICRO SIL. Ni-Cr-Si.	OMEGA -N NISIL. Ni-Si-Mg	NARANJA (+) ROJO (-) CUBIERTA CAFE.	NARANJA (+) ROJO (-) CUBIERTA NARANJA.	NINGUNA.	-350 A 2372°F -270 A 1300°C GRADO TERMOPAR 32 A 392°F 0 A 200°C GRADO EXTENSION	2.2°C O 0.75% MA YOR DE 0°C 1.7°C O 1.0% ME NOR DE 0°C.	1.1°C O 0.4%	NO ESTABLECIDAS	ES UNA ALTERNATIVA EN LUGAR DEL TIPO K. MAS ESTABLE A ALTAS TEMPERATU RAS.

R	PLATIN O-13% RHODIO	PLATI NO.	NINGUNO ESTABLECI DO.	NEGRO (+) ROJO (-) CUBIERTA VERDE.	NINGUNO.	32 A 2642 ⁰ F 0 A 1450 ⁰ C GRADO TERMOPAR 32 A 300 ⁰ F 0 A 150 ⁰ C GRADO EXTENSION	1.5 ⁰ CO 0.25%	0.6 ⁰ C O 0.1%	ANSI / MC96.1 TYPE R. BS 4937 PART2 JIS C 1602. NF C 42-321. DIN 43710.	NO INTRODUCIR EN TUBOS DE METAL. CUIDAR DE CONTAMINAR. ALTAS TEMPERATU RAS.
S	PLATIN O-10% RHODIO	PLATI NO.	NINGUNO ESTABLECI DO.	NEGRO (+) ROJO (-) CUBIERTA VERDE.	NINGUNO.	32 A 2642 ⁰ F 0 A 1450 ⁰ C GRADO TERMOPAR 32 A 300 ⁰ F 0 A 150 ⁰ C GRADO EXTENSION	1.5 ⁰ CO 0.25%	0.6 ⁰ C O 0.1%	ANSI / MC96.1 TYPE S. BS 4937 PART1 JIS C 1602. NF C 42-321. DIN 43710.	NO INTRODUCIR EN TUBOS DE METAL. CUIDAR DE CONTAMINAR. ALTAS TEMPERATU RAS.
B	PLATIN O-30% RHODIO	PLATI NO-6% RHODIO	NINGUNO ESTABLECI DO.	GRIS (+) ROJO (-) CUBIERTA GRIS.	NINGUNO.	32 A 3092 ⁰ F 0 A 1700 ⁰ C GRADO TERMOPAR 32 A 212 ⁰ F 0 A 100 ⁰ C GRADO EXTENSION	0.5 ⁰ C A 800 0 ⁰ C.	NO ESTA BLECI DA.	ANSI / MC96.1 TYPE S. BS 4937 PART1 JIS C 1602. NF C 42-321. DIN 43710.	NO INTRODUCIR EN TUBOS DE METAL. CUIDAR DE CONTAMINAR. ALTAS TEMPERATU RAS. USO COMUN EN LA INDUSTRIA DEL VIDRIO.

G	TUNGS TENO.	TUNGS TENO 26% RHENIO	NINGUNO ESTABLECIDO.	BLANCO (+) ROJO (-) CUBIERTA BLANCA CON LINEAS AZULES.	NINGUNO.	32 A 4208°F 0 A 2320°C GRADO TERMOPAR 32 A 500°F 0 A 260°C GRADO EXTENSION	4.5°C A 425°C 1.0% A 2320°C	NO ESTABLECIDA.	NO ESTABLECIDAS.	NO SON PRACTICOS A TEMPERATURAS MENORES A 750 °F . NO USAR PARA OXIDACION ATMOSFERICA.
C	TUNGS TENO - 5% RHENIO	TUNGS TENO - 26% RHENIO	NINGUNO ESTABLECIDO	BLANCO (+) ROJO (-) CUBIERTA BLANCO CON LINEAS ROJAS.	NINGUNO.	32 A 4208°F 0 A 2320°C GRADO TERMOPAR 32 A 1600°F 0 A 870°C GRADO EXTENSION	4.5°C A 425°C 1.0% A 2320°C	NO ESTABLECIDA.	NO ESTABLECIDAS.	NO SON PRACTICOS A TEMPERATURAS MENORES A 750 °F . NO USAR EN ATMOSFERAS DE OXIDACION.
D	TUNGS TENO - 3% RHENIO	TUNGS TENO - 25% RHENIO	NINGUNO ESTABLECIDO	BLANCO (+) ROJO (-) CUBIERTA BLANCO CON LINEAS ROJAS.	NINGUNO.	32 A 4208°F 0 A 2320°C GRADO TERMOPAR 32 A 500°F 0 A 260°C GRADO EXTENSION	4.5°C A 425°C 1.0% A 2320°C	NO ESTABLECIDA.	NO ESTABLECIDAS.	NO SON PRACTICOS A TEMPERATURAS MENORES A 750 °F . NO USAR EN ATMOSFERAS DE OXIDACION.