

TESIS DOCTORAL

SUBENFRIADORES CRIOGÉNICOS

NITRÓGENO-NITRÓGENO:

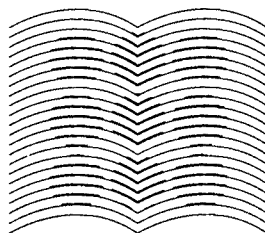
APORTACION A LA METODOLOGÍA

PARA EL DISEÑO

RAFAEL RUIZ MANSILLA

1994

UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE CATALUNYA



BIBLIOTECA
EX - LIBRIS



TESIS DOCTORAL

**SUBENFRIADORES CRIOGÉNICOS
NITRÓGENO - NITRÓGENO:
APORTACIÓN A LA METODOLOGÍA
PARA EL DISEÑO**



Rafael Ruiz Mansilla
Ingeniería de Diseño Térmico
Departament de Màquines i Motors Tèrmics
Escola Tècnica Superior d'Enginyers Industrials de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Septiembre 1994

**SUBENFRIADORES CRIOGÉNICOS
NITRÓGENO - NITRÓGENO:
APORTACIÓN A LA METODOLOGÍA
PARA EL DISEÑO**

Rafael Ruiz Mansilla



Tesis Doctoral

Presentada al

Departament de Màquines i Motors Tèrmics
Escola Tècnica Superior d'Enginyers Industrials de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Para la obtención del grado de **Doctor Ingeniero Industrial**

Director de la tesis **Dr. Bartomeu Sigalés i Pueyo**

Tribunal calificador

- Dr. Ramón Carreras Planells (U.P.C.)
- Dr. Josep Montserrat Jordà (U.P.C.)
- Dr. Ramón Velázquez Vila (U.de Sevilla)
- Dr. Luis A. de Vicente Tutor (ENAGAS)
- Dr. Miguel A. Villamañán Olfos (U. de Valladolid)

Barcelona, Septiembre de 1994

AGRADECIMIENTOS

El autor de esta tesis desea manifestar su reconocimiento hacia todas aquellas personas y entidades que en mayor o menor medida le han prestado su colaboración de manera absolutamente desinteresada.

Destacar mi gratitud para con todos los profesores y compañeros, de los laboratorios de Termodinámica y Termodinámica de la E.T.S.E.I. de Barcelona. Mención especial hacia todos los miembros (profesores y becarios), del Grupo de Frío y Climatización de este departamento, así como al director de la tesis Dr. Bartomeu Sigalés. A todos ellos por su soporte técnico y científico en algunas etapas del trabajo, así como su apoyo en la fase final de los mismos.

Agradecer también al director y al ex-director del departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la U.P.C.. los Doctores Salvador Montserrat y Ramón Carreras, por su útil guía en los aspectos formales que conlleva la parte final de la tesis doctoral.

En el terreno industrial dejar patente también mi deuda para con la firma Carburos Metálicos, División Gases, y en especial con los departamentos de Desarrollo e Investigación Aplicada, y Técnico e Instalaciones, por su soporte técnico y material de ensayo, pues sin su colaboración no se hubiera podido llevar a cabo esta tesis.

Agradecer a la Fundación Domingo Martínez, por su reconocimiento para con estos trabajos, manifestado mediante la concesión del Premio o Ayuda a la Investigación en el punto 4.9. en la edición de 1990.

En otro terreno no puedo sino manifestar mi deuda para con mi familia en general, y de manera muy especial con mi esposa Montse, y mis hijos David y Xavier, no sólo por su apoyo incondicional que ha hecho más llevadera esta labor, sino además por todo el tiempo que mi dedicación a esta tesis nos ha privado de compartir.

Por último dedicar este trabajo a la memoria de mi padre, por su dedicación y sacrificio.

Para con todos ellos mi reconocimiento y sincera gratitud.

SUMARIO

LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABLAS	xiii
RESUMEN	xix
1.- INTRODUCCIÓN	1
1.1.- ANTECEDENTES. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	1
1.1.1.- Los fluidos criogénicos en la industria	1
1.1.2.- La importancia de la dosificación	3
1.1.3.- Representación termodinámica de la problemática	4
1.2.- ESTADO DEL ARTE	6
1.2.1.- Interés de la investigación	6
1.2.2.- Conocimientos previos	7
1.3.- OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN. ASPECTOS MÁS DESTACADOS	8
2.- COMENTARIOS A LA LITERATURA	13
2.1.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN	14
2.2.- CAMBIADORES DE CALOR	16
3.- BASES DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO	17
4.- PARÁMETROS PARA EL DISEÑO	21
4.1.- CONDICIONES DE PARTIDA. DATOS DE ENTRADA DEL N ₂	21
4.1.1.- Presiones y temperaturas	21
4.1.2.- Caudal	21
4.2.- TEMPERATURA DE SALIDA. SUBENFRIAMIENTO DEL N ₂ (l) ...	22
4.3.- MAGNITUDES A CONSIDERAR	25

4.3.1.- Caudales. Rendimiento másico	25
4.3.2.- Potencia térmica del subenfriador	26
4.3.3.- Órdenes de magnitud	26
4.3.4.- Otras variables	27
5.- ESPECIFICACIONES DE LA CONFIGURACIÓN	29
5.1.- PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	29
5.2.- GEOMETRÍA DE COMPONENTES	32
5.2.1.- Serpentin	33
5.2.2.- Recipiente interior	35
5.2.3.- Aislamiento	39
5.2.4.- Recipiente exterior	41
5.2.5.- Conductos del equipo	41
5.3.- SUPERFICIE DE TRANSMISIÓN Y NIVEL DE LÍQUIDO	46
6.- PLANTEO DE LA RESOLUCIÓN	51
6.1.- PLANTEAMIENTO DE LAS ECUACIONES QUE RIGEN LA TRANSMISIÓN DE CALOR EN CAMBIADORES	52
6.1.1.- Ecuaciones básicas de transmisión de calor	53
6.1.2.- Diferencia de temperatura efectiva. Método F (MLDT)	54
6.1.3.- Parámetros P , R y N . Método P (NTU)	56
6.2.- METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA DIRECTO	57
6.3.- METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA INVERSO	59
6.4.- PROBLEMÁTICA DE LA VARIACIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL A LO LARGO DEL SUBENFRIADOR	61
6.4.1.- Invalidez de los métodos de cálculo	61
6.4.2.- Determinación de valores locales para ebullición incipiente	63
6.4.3.- Obtención de la temperatura de pared	64
6.5.- DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO MÁSIICO DEL EQUIPO	65
6.5.1.- Características de los puntos del sistema	66
6.5.2.- Balances de masa y energía	68
6.6.- ÓPTIMO ESPESOR DE AISLANTE	70
6.6.1.- Estado del arte. Práctica industrial	70
6.6.2.- Líquido evaporado frente al espesor y tipo de aislante	73
6.6.3.- Optimizado del espesor de aislante	74
6.7.- UBICACIÓN ÓPTIMA DEL SUBENFRIADOR	75

7.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN	77
7.1.- PROPIEDADES DEL N ₂	79
7.1.1.- Apunte estadístico	80
7.1.2.- Propiedades del líquido saturado	80
7.1.3.- Entalpías, y calor latente de vaporización	86
7.1.4.- Líquido subenfriado	89
7.2.- PÉRDIDAS DE CARGA. COEFICIENTE DE FRICCIÓN	92
7.2.1.- Formulación	92
7.2.2.- Corrección debida a la curvatura	97
7.3.- MÉTODO CLAM. CONVECCIÓN NATURAL	98
7.4.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN PARA N ₂	103
7.4.1.- Introducción. Diagrama (\dot{q}/A) vs ΔT	103
7.4.2.- Ebullición nucleada en piscina	107
7.4.3.- Ebullición incipiente	128
7.4.4.- Convección forzada interior a conductos circulares	132
7.5.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN NATURAL PARA AIRE	136
7.5.1.- Coeficientes específicos. Fórmulas simplificadas	137
7.5.2.- Método CLAM	139
7.6.- OTROS MECANISMOS DE TRANSMISIÓN	142
7.6.1.- Radiación	142
7.6.2.- Conducción	144
7.7.- CONCLUSIÓN	148
8.- IMPLEMENTACIÓN DEL PLANTEO, CÁLCULOS Y RESULTADOS.	
ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN	151
8.1.- ANÁLISIS DE LA EBULLICIÓN	151
8.1.1.- Transición entre ebullición nucleada e incipiente	151
8.1.2.- Variación del coeficiente de ebullición incipiente con la longitud	159
8.1.3.- Conclusiones a los resultados del estudio de la transición entre ebullición nucleada e incipiente	160
8.2.- DIMENSIONADO DEL SERPENTÍN	161
8.2.1.- Análisis de la longitud de los tramos de integración	161
8.2.2.- Resultados del cálculo de longitudes del serpentín	164
8.2.3.- Análisis general de los resultados. Selección del diámetro	173
8.2.4.- Evolución de diversas magnitudes a lo largo del serpentín	175
8.2.5.- Variación de la temperatura de salida con la longitud	187

8.2.6.-	Proporciones del helicoide del serpentín	193
8.2.7.-	Dimensiones finales del diseño a ensayar	201
8.3.-	RENDIMIENTO MÁSIKO	202
8.4.-	AISLAMIENTO DEL SUBENFRIADOR	206
8.4.1.-	Variación del coeficiente de convección natural con la longitud	206
8.4.2.-	Resultados para aislantes multicapas	208
8.4.3.-	Resultados para aislantes de polvos opacos evacuados	211
8.4.4.-	Resultados para aislantes de fibras de vidrio evacuadas	214
8.4.5.-	Resultados para aislantes de polvos evacuados	216
8.5.-	EMPLAZAMIENTO. DISTANCIA MÁXIMA A CONSUMO	221
9.-	CONTRASTACIÓN EMPÍRICA	225
9.1.-	CONJUGACIÓN TEÓRICA Y EXPERIMENTAL	225
9.2.-	OBJETIVOS DE LA EXPERIMENTACIÓN	226
9.3.-	CARACTERÍSTICAS DEL SUBENFRIADOR CONSTRUIDO	227
9.4.-	INSTRUMENTACIÓN	229
9.5.-	ALCANCE DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES	232
9.5.1.-	Rutina experimental. Descripción de los ensayos	232
9.5.2.-	Análisis de las posibles fuentes de error	234
9.6.-	RESULTADOS OBTENIDOS	236
9.6.1.-	Magnitudes objeto de análisis	236
9.6.2.-	Ilustración sobre el régimen transitorio	237
9.6.3.-	Resultados experimentales en régimen permanente	239
9.7.-	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	244
9.7.1.-	Estimación analítica de resultados para contrastar	244
9.7.2.-	Gráficas comparativas	249
9.7.3.-	Análisis de resultados. Conclusiones	254
9.8.-	RESULTADOS DEFINITIVOS DE LA METODOLOGÍA	260
9.8.1.-	Correlaciones finales de tipo semiempírico	260
9.8.2.-	Análisis final de los resultados obtenidos	270
10.-	CONCLUSIONES FINALES. PERSPECTIVAS DE FUTURO	271
10.1.-	RECAPITULACIÓN Y CONCLUSIONES DEFINITIVAS	271
10.2.-	PERSPECTIVAS DE FUTURO	273

APÉNDICES	275
A. SOFTWARE. PROGRAMAS DE CÁLCULO.	275
A.1.- INTRODUCCIÓN	275
A.2.- CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL SERPENTÍN	276
A.3.- CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA	280
A.4.- AISLAMIENTO	283
A.5.- POSICIONADO ÓPTIMO	285
APÉNDICE B. SISTEMA DE REGULACIÓN	289
B.1.- CONTROL DEL NIVEL MÍNIMO EN LA PUESTA EN MARCHA ..	289
B.2.- CONTROL EN RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO NORMAL	290
B.3.- CONTROL DE NIVEL MÁXIMO	291
B.4.- ESQUEMA DE PRINCIPIO	292
B.5.- ESQUEMA ELÉCTRICO	294
C. NOMENCLATURA Y UNIDADES	297
D. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	303

LISTA DE FIGURAS

fig. 1.1	<i>Representación del efecto del subenfriamiento, y los procesos de calentamiento y pérdida de carga en la línea a consumo</i>	4
fig. 1.2	<i>Diagrama P-h</i>	6
fig. 3.1	<i>Cuadro sinóptico de la metodología de diseño</i>	19
fig. 5.1	<i>Curva de saturación P-T</i>	29
fig. 5.2	<i>Croquis descriptivo del principio de funcionamiento</i>	30
fig. 5.3	<i>Representación en el diagrama P- h de los diferentes estados y procesos a los que se somete el fluido</i>	31
fig. 5.4	<i>Croquis de colectores y circulación en paralelo</i>	33
fig. 5.5	<i>Ilustración de las proporciones de los distintos elementos del recipiente</i>	37
fig. 6.1	<i>Puntos característicos del sistema, para el estudio del rendimiento másico</i>	66
fig. 7.1	<i>Comparativa de curvas de calor específico del líquido saturado</i>	83
fig. 7.2	<i>Diagrama comparativo de las formulaciones más relevantes, propuestas para determinar el coeficiente de fricción</i>	96
fig. 7.3	<i>Capa de conducción para convección natural (método CLAM)</i>	99

fig. 7.4	<i>Representación de la necesidad de recalentamiento para la nucleación de burbujas en el proceso de ebullición</i>	104
fig. 7.5	<i>Curva de ebullición (\dot{q}/A) - ΔT</i>	105
fig. 7.6	<i>Contribución relativa de los diferentes mecanismos que intervienen en el fenómeno de la ebullición nucleada</i>	110
fig. 7.7	<i>Flujo de potencia frente a diferencia de temperaturas. Comparación de diferentes tipos de correlaciones para ebullición nucleada.</i>	121
fig. 7.8	<i>Valores experimentales y correlaciones propuestas para el flujo de potencia en ebullición nucleada</i>	124
fig. 7.9	<i>Valores experimentales frente a los de la correlación logarítmica</i> . . .	125
fig. 7.10	<i>Dispersión de residuos para el ajuste de la correlación logarítmica</i> . .	125
fig. 7.11	<i>Valores experimentales frente a los de la correlación modificada de Kutateladze</i>	126
fig. 7.12	<i>Dispersión de residuos para el ajuste de la correlación modificada de Kutateladze</i>	126
fig. 8.1	<i>Aproximación entre las curvas de ebullición incipiente y nucleada, para $P_{sum} = 0,5$ MPa, $D_i = 0,05$ m, y $\delta = 1$ mm</i>	156
fig. 8.2	<i>Transición entre curvas de ebullición incipiente y nucleada, para $P_{sum} = 0,2$ MPa, $D_i = 0,05$ m, y $\delta = 1$ mm</i>	158
fig. 8.3	<i>Dependencia del coeficiente de ebullición incipiente exterior a cilindros verticales, con la longitud</i>	159
fig. 8.4	<i>Variación de resultados en función de la longitud del tramo de integración</i>	163

fig. 8.5	<i>Longitud y pérdida de carga frente al diámetro del serpentín, para $\delta = 0,75$ mm</i>	170
fig. 8.6	<i>Longitud y pérdida de carga frente al diámetro del serpentín, para $\delta = 1$ mm</i>	171
fig. 8.7	<i>Longitud y pérdida de carga frente al diámetro del serpentín, para $\delta = 1,5$ mm</i>	172
fig. 8.8	<i>Longitud del serpentín en función del diámetro, y de la presión de suministro</i>	173
fig. 8.9	<i>Pérdida de carga en función del diámetro, y de la presión de suministro</i>	174
fig. 8.10	<i>Evolución de la temperatura del nitrógeno en su recorrido por el serpentín</i>	180
fig. 8.11	<i>Evolución del coeficiente global interior, a lo largo del serpentín</i> . . .	181
fig. 8.12	<i>Temperaturas de los fluidos y superficies, para $P_{sum} = 0,2$ y $0,3$ MPa</i>	183
fig. 8.13	<i>Temperaturas de los fluidos y superficies, para $P_{sum} = 0,4$ y $0,5$ MPa</i>	184
fig. 8.14	<i>Evolución de los flujos de potencia locales a lo largo del serpentín, para diferentes presiones de trabajo</i>	186
fig. 8.15	<i>Temperatura de salida en función de la longitud de serpentín</i>	191
fig. 8.16	<i>Pérdida de carga en función de la longitud del serpentín</i>	191
fig. 8.17	<i>Caudal a consumo en función de la longitud del serpentín</i>	192
fig. 8.18	<i>Potencia térmica en función de la longitud del serpentín</i>	192

fig. 8.19	<i>Evolución del volumen de líquido con los parámetros del helicoide . . .</i>	200
fig. 8.20	<i>Evolución de la superficie con los parámetros del helicoide</i>	200
fig. 8.21	<i>Comparación de la caída del rendimiento másico con la presión , caso de mantener la temperatura o el nivel de líquido constante.</i>	204
fig. 8.22	<i>Variación del coeficiente de convección sobre el recipiente exterior . . .</i>	207
fig. 8.23	<i>Caudal másico evaporado, con aislantes multicapas</i>	210
fig. 8.24	<i>Caudal másico evaporado, con polvos opacos evacuados</i>	213
fig. 8.25	<i>Caudal másico evaporado, con fibras de vidrio evacuadas</i>	215
fig. 8.26	<i>Caudal másico evaporado, con polvos evacuados</i>	217
fig. 8.27	<i>Comparación de los tipos de aislantes.</i>	218
fig. 8.28	<i>Curvas de costes de instalación, funcionamiento y total</i>	220
fig. 8.29	<i>Posición o subenfriamiento óptimos para varias presiones</i>	223
fig. 8.30	<i>Pérdida de carga para la distancia máxima en función del subenfriamiento</i>	223
fig. 9.1	<i>Superficie de transmisión frente al nivel de líquido</i>	228
fig. 9.2	<i>Comparación entre las curvas calculadas, y la dispersión de puntos observados experimentalmente para $P_{sum} = 0,2 \text{ MPa}$</i>	250
fig. 9.3	<i>Comparación entre las curvas calculadas, y la dispersión de puntos observados experimentalmente para $P_{sum} = 0,3 \text{ MPa}$</i>	251
fig. 9.4	<i>Comparación entre las curvas calculadas, y la dispersión de puntos observados experimentalmente para $P_{sum} = 0,4 \text{ MPa}$</i>	252

fig. 9.5	<i>Comparación entre las curvas calculadas, y la dispersión de puntos observados experimentalmente para $P_{sum} = 0,5$ MPa</i>	253
fig. 9.6	<i>Comparación entre las curvas definitivas, proporcionadas por la metodología y la dispersión de puntos experimentales para $P_{sum} = 0,2$ MPa</i>	266
fig. 9.7	<i>Comparación entre las curvas definitivas, proporcionadas por la metodología y la dispersión de puntos experimentales para $P_{sum} = 0,3$ MPa</i>	267
fig. 9.8	<i>Comparación entre las curvas definitivas, proporcionadas por la metodología y la dispersión de puntos experimentales para $P_{sum} = 0,4$ MPa</i>	268
fig. 9.9	<i>Comparación entre las curvas definitivas, proporcionadas por la metodología y la dispersión de puntos experimentales para $P_{sum} = 0,5$ MPa</i>	269
fig. B.1	<i>Esquema de principio de los elementos que configuran el sistema de regulación del subenfriador</i>	293
fig. B.2	<i>Esquema eléctrico del sistema de regulación</i>	294

LISTA DE TABLAS

Tabla 4.1	<i>Caudal másico</i>	22
Tabla 4.2	<i>Presión, temperatura de saturación, subenfriamiento máximo estimado</i>	25
Tabla 4.3	<i>Órdenes de magnitud de caudales, y rendimiento másico, en función de la presión de suministro</i>	27
Tabla 5.1	<i>Temperaturas de saturación</i>	29
Tabla 5.2	<i>Cuadro resumen para el análisis comparativo de la características más relevantes de los aislantes criogénicos industriales más representativos</i>	40
Tabla 5.3	<i>Relación entre el diámetro interior del conducto de venteo y la velocidad máxima posible, en los instantes iniciales de la puesta en marcha del equipo</i>	43
Tabla 7.1	<i>Densidad del líquido saturado</i>	81
Tabla 7.2	<i>Calor específico del líquido saturado</i>	82
Tabla 7.3	<i>Viscosidad dinámica del líquido saturado</i>	84
Tabla 7.4	<i>Conductividad térmica del líquido saturado</i>	85
Tabla 7.5	<i>Tensión superficial</i>	86
Tabla 7.6	<i>Entalpía del líquido saturado</i>	86
Tabla 7.7	<i>Entalpía del vapor saturado</i>	87

Tabla 7.8	<i>Calor latente de vaporización</i>	88
Tabla 7.9	<i>Comparativa a diferentes presiones entre la densidad del líquido subenfriado y la del saturado</i>	90
Tabla 7.10	<i>Comparativa a diferentes presiones entre el calor específico a presión constante del líquido subenfriado y del saturado</i>	90
Tabla 7.11	<i>Comparativa a diferentes presiones entre la entalpía del líquido subenfriado y la del saturado</i>	91
Tabla 7.12	<i>Comparativa para diferentes expresiones del coeficiente de fricción</i>	95
Tabla 7.13	<i>Resultados del flujo de potencia obtenido mediante diferentes correlaciones para la zona de ebullición nucleada.</i>	120
Tabla 7.14	<i>Valores comparativos de los resultados y de las correlaciones propuestas frente a los valores experimentales, así como los errores relativos de estas</i>	123
Tabla 7.15	<i>Resumen de datos estadísticos del análisis de residuos</i>	127
Tabla 7.16	<i>Parámetro \bar{C}_f en función del número de Prandtl, para convección natural exterior a cilindros horizontales</i>	129
Tabla 7.17	<i>Parámetro C_f^v en función del número de Prandtl, para convección natural exterior a cilindros verticales</i>	130
Tabla 7.18	<i>Parámetros geométricos para la aplicación del método CLAM en la convección natural con cilindros inclinados</i>	132
Tabla 7.19	<i>Exponentes y límites para las expresiones del coeficiente de convección natural para aire</i>	138
Tabla 8.1	<i>Aproximación entre ebullición nucleada e incipiente a $P_{sum} = 0,5 \text{ MPa}$</i>	155

Tabla 8.2	<i>Transición entre ebullición nucleada e incipiente a $P_{sum} = 0,2$ MPa</i>	157
Tabla 8.3	<i>Variación de los resultados de longitud y pérdida de carga en función del tamaño del tramo de integración</i>	162
Tabla 8.4	<i>Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para $P_{sum} = 0,2$ MPa</i>	165
Tabla 8.5	<i>Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para $P_{sum} = 0,3$ MPa</i>	166
Tabla 8.6	<i>Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para $P_{sum} = 0,4$ MPa</i>	167
Tabla 8.7	<i>Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para $P_{sum} = 0,5$ MPa</i>	168
Tabla 8.8	<i>Longitudes finales para cada presión de suministro</i>	175
Tabla 8.9	<i>Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para $P_{sum} = 0,2$ MPa</i>	176
Tabla 8.10	<i>Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para $P_{sum} = 0,3$ MPa</i>	177
Tabla 8.11	<i>Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para $P_{sum} = 0,4$ MPa</i>	178
Tabla 8.12	<i>Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para $P_{sum} = 0,5$ MPa</i>	179
Tabla 8.13	<i>Temperaturas de salida, potencia y pérdida de carga para diferentes longitudes de serpentín, con $P_{sum} = 0,2$ MPa</i>	188
Tabla 8.14	<i>Temperaturas de salida, potencia y pérdida de carga para diferentes longitudes de serpentín, con $P_{sum} = 0,3$ y $0,4$ MPa</i>	189

Tabla 8.15	<i>Temperaturas de salida, potencia y pérdida de carga para diferentes longitudes de serpentín, con $P_{sum} = 0,5$ MPa</i>	190
Tabla 8.16	<i>Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente para $D_{hel} = 60$ mm</i>	195
Tabla 8.17	<i>Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente con $D_{hel} = 65; 70$ y 75 mm</i>	196
Tabla 8.18	<i>Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente con $D_{hel} = 80; 85$ y 90 mm</i>	197
Tabla 8.19	<i>Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente para $D_{hel} = 95$ y 100 mm</i>	198
Tabla 8.20	<i>Volumen de líquido y superficie mojada del recipiente, en función de los parámetros del serpentín D_{hel} y \mathcal{P}</i>	199
Tabla 8.21	<i>Dimensiones finales y prestaciones límites del serpentín a construir</i>	202
Tabla 8.22	<i>Rendimiento másico, entalpía de salida, potencia transmitida, y caudales másicos, en función de la presión de suministro</i>	203
Tabla 8.23	<i>Evaporación con aislantes multicapas de $\lambda = 0,000014$ y $0,00002$ W/(K m)</i>	208
Tabla 8.24	<i>Evaporación con aislantes multicapas de $\lambda = 0,00003$ y $0,00004$ W/(K m)</i>	209
Tabla 8.25	<i>Evaporación con aislante multicapas de $\lambda = 0,00005$ W/(K m)</i>	210
Tabla 8.26	<i>Evaporación con polvos opacos evacuados de $\lambda = 0,0004$ y $0,0005$ W/(K m)</i>	211
Tabla 8.27	<i>Evaporación con polvos opacos evacuados, de $\lambda = 0,0006; 0,0007$ y $0,000864$ W/(K m)</i>	213

Tabla 8.28	<i>Evaporación con fibras de vidrio evacuadas, de $\lambda = 0,0008$; $0,0009$ y $0,001$ W/(K m)</i>	215
Tabla 8.29	<i>Evaporación con polvos evacuados, de $\lambda=0,003$; $0,00576$ y $0,0075$ W/(Km)</i>	217
Tabla 8.30	<i>Análisis de costes del aislamiento con perlita</i>	219
Tabla 8.31	<i>Distancias máximas hasta consumo, en función del subenfriamiento y la presión de suministro</i>	222
Tabla 9.1	<i>longitud sumergida, y superficie frente al nivel de líquido</i>	228
Tabla 9.2	<i>Posiciones de referencia de la sonda de nivel en la experimentación</i>	237
Tabla 9.3	<i>Ilustración del régimen transitorio</i>	238
Tabla 9.4	<i>Resultados experimentales para $P_{sum} = 0,2$ MPa</i>	240
Tabla 9.5	<i>Resultados experimentales para $P_{sum} = 0,3$ MPa</i>	241
Tabla 9.6	<i>Resultados experimentales para $P_{sum} = 0,4$ MPa</i>	242
Tabla 9.7	<i>Resultados experimentales para $P_{sum} = 0,5$ MPa</i>	243
Tabla 9.8	<i>Estimación analítica de los resultados experimentales, para $P_{sum} = 0,2$ MPa</i>	245
Tabla 9.9	<i>Estimación analítica de los resultados experimentales, para $P_{sum} = 0,3$ MPa</i>	246
Tabla 9.10	<i>Estimación analítica de los resultados experimentales, para $P_{sum} = 0,4$ MPa</i>	247
Tabla 9.11	<i>Estimación analítica de los resultados experimentales, para $P_{sum} = 0,5$ MPa</i>	248

Tabla 9.12	<i>Comparativa de las desviaciones entre los resultados experimentales y estimados para los distintos niveles y presiones</i>	255
Tabla 9.13	<i>Potencia en la tubería de suministro y longitud del tramo de recondensación</i>	257
Tabla 9.14	<i>Resultados finales de la metodología planteada, para $P_{sum} = 0,2 \text{ MPa}$</i>	261
Tabla 9.15	<i>Resultados finales de la metodología planteada, para $P_{sum} = 0,3 \text{ MPa}$</i>	263
Tabla 9.16	<i>Resultados finales de la metodología planteada, para $P_{sum} = 0,4 \text{ MPa}$</i>	264
Tabla 9.17	<i>Resultados finales de la metodología planteada, para $P_{sum} = 0,5 \text{ MPa}$</i>	265
Tabla 9.18	<i>Comparativa de las desviaciones entre los resultados finales aportados por la metodología y los experimentales, para distintos niveles y presiones</i>	270
Tabla B.1	<i>Identificación de los elementos que figuran en el esquema eléctrico del sistema de regulación</i>	295

RESUMEN

La tesis tiene por objetivo fundamental el establecimiento de una metodología, incluyendo la formulación necesaria, para el diseño térmico de subenfriadores criogénicos $N_2 (l) - N_2 (l)$. La misma además observará en todo momento criterios de optimización para con los diferentes parámetros y dimensiones que han de caracterizar el resultado final del mismo.

Se parte como característica de funcionamiento, de un sistema que utiliza la expansión hasta la presión atmosférica, de una pequeña fracción del propio líquido que se desea subenfriar, al objeto de obtener de esta manera el fluido frío. Ello supone por tanto una ligera pérdida de caudal, lo que da lugar al establecimiento de un rendimiento másico del equipo, el cual está llamado a ser la magnitud que caracterice el óptimo diseño para el idóneo funcionamiento del mismo.

Los cálculos realizados para resolver los problemas directo (calcular la superficie para obtener unas prestaciones), e inverso (obtención de las prestaciones de un cambiador dado), a partir de los programas informáticos realizados que recogen la metodología formulada, permiten establecer la vinculación existente entre este rendimiento y diferentes parámetros y/o variables del subenfriador, por lo que se pueden optimizar estos con el objetivo común de maximizar aquel. Los mismos básicamente son:

- * *Diámetro del tubo:* Decisivo en la longitud del serpentín, y ambos en la pérdida de carga, la cual revierte en la presión de trabajo, y por tanto en el rendimiento.
- * *Geometría y proporciones del serpentín:* Ya que determinan además el volumen de líquido necesario para mantener una cierta superficie de transmisión.

- * *Pérdidas de carga y presión de suministro*: Se comprueba que debe minimizarse la segunda para cubrir estrictamente las primeras, como condición para incrementar el rendimiento.
- * *Subenfriamiento y ubicación óptima del equipo*: Esta última debe ser lo más próxima posible al punto de consumo, y una vez establecida ésta, debe minimizarse el primero, pues se comprueba como su exceso merma el rendimiento.
- * *Aislamiento óptimo*: Se establece el valor del óptimo aislamiento que conjugue adecuadamente la bajada de rendimiento, a causa de la transmisión con el exterior, con su coste.

Respecto a la metodología de cálculo, y dado que los métodos usuales no se podían adaptar de forma directa a este subenfriador, debido a las grandes variaciones que aparecen en el coeficiente global de transmisión, se ha procedido a resolverlo integrándolo de forma numérica, tanto cuando se trataba de determinar el problema directo como el inverso.

Al objeto de establecer la formulación necesaria, se ha realizado un meticuloso análisis comparativo acerca del estado del arte, respecto a las diferentes correlaciones que aparecen en la literatura, para los coeficientes de convección¹, prestando un interés muy especial al fenómeno de ebullición, tanto de tipo incipiente como nucleada, que tiene lugar en la superficie exterior del serpentín, siendo este uno de los aspectos fundamentales de este estudio.

En este sentido cabe decir que con respecto a la incipiente, al igual que para el resto de la convección natural se opta, tras su análisis, por el uso de una genuina metodología, denominada CLAM (*Conduction Layer Approximate Method*).

Por otro lado destacaremos con respecto a la ebullición nucleada, que no encontrándose ninguna correlación específica para la pareja fluido-material utilizados, se ha procedido

¹ Se han establecido además dentro de la zona de trabajo del estudio, correlaciones específicas para todas las propiedades, como consecuencia de la dispersión de los valores de las mismas observados en diversas fuentes de la literatura.

a proponer unas primeras correlaciones al respecto, inspiradas en la de Kutateladze (para fluidos no criogénicos), en base a datos experimentales de otros autores.

Para contrastar los resultados aportados por la primera etapa de la metodología de diseño, se procedió a la realización de diferentes ensayos, mediante un equipo versátil construido en base a ella.

Del análisis comparativo entre los resultados teóricos previos y los experimentales, y si bien es cierto que las divergencias observadas son de un orden de magnitud reducido, se cree oportuno proceder a la revisión de la formulación utilizada.

Concretamente siendo la correlación propuesta para ebullición nucleada, la fuente con máxima probabilidad de error¹, es sobre esta donde se han centrado las correcciones oportunas, al objeto de obtener una expresión definitiva de carácter semiempírico, que quedará incorporada a la metodología propuesta, y que consiga la convergencia entre los resultados experimentales y los aportados por aquella.

Ello finalmente ha permitido establecer definitivamente una metodología de diseño para subenfriadores de este tipo, que resulta fiable al estar respaldada, a la vez que basada en la debida contrastación experimental.

¹ ya que el resto de coeficientes están más ampliamente contrastados, con unas desviaciones menores, y especialmente con una menor dependencia del efecto de la superficie

1.- INTRODUCCIÓN

Quisiera iniciar el desarrollo de este documento, poniendo de manifiesto los motivos y necesidades, así como el objeto y alcance, que respectivamente suponen el origen de la elaboración del trabajo, y marcan de alguna manera la finalidad de la misma.

1.1.- ANTECEDENTES. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

1.1.1.- Los fluidos criogénicos en la industria

No se pretende en este apartado sino el dar unas breves pinceladas, acerca de la presencia de los fluidos criogénicos en el ámbito industrial, al objeto de ilustrar la importancia de los mismos, y por extensión el interés de esta investigación. En modo alguno se intentará por tanto analizar en detalle la multitud de diferentes aplicaciones de los mismos.

La ingeniería criogénica tiene su aplicación práctica en los procesos y técnicas a muy bajas temperaturas. Inferiores a aquellas encontradas usualmente en la ingeniería de refrigeración¹.

Es difícil establecer una temperatura que sirva como punto de separación entre ambas aplicaciones, un criterio aceptable es el considerar que la zona de temperaturas criogénicas se sitúa por debajo de las de licuefacción de aquellos gases cuya temperatura crítica es inferior a las ambientales. Si bien en la literatura encontramos autores con un criterio más concreto, como Russell B. Scott [RUS 67] entre otros, que aceptan que nos movemos en el ámbito de la criogenia si nos situamos a temperaturas por debajo de los -150 °C.

¹ mediante equipos convencionales de compresión, absorción, etc.

Uno de los principales ámbitos de aplicación de estos fluidos lo hallamos en el sector de la medicina y laboratorios en general (ver " *liquid cryogens vol. II, properties and applications* " [WIL2 83]), ya que en este campo se han desarrollado y se están implantando cada vez más nuevas técnicas criogénicas con fines de conservación, experimentación, desinfección, terapéuticos e incluso quirúrgicos.

En la industria alimentaria también tiene una parcela de aplicación importante [BRA 80], que lógicamente está referida a la congelación y conservación (dada la ralentización de los procesos degenerativos a bajas temperaturas), su aplicación se centra fundamentalmente en túneles de congelación de alimentos, aunque no de manera exclusiva.

Se debe comentar que las bajas temperaturas no solo se aprovechan para conservar productos, también se obtiene beneficio de la alteración de propiedades físicas que la mayoría de materiales sufren con las temperaturas criogénicas, y de forma muy especial la enorme fragilidad que algunos adquieren, lo cual permite que un proceso que requiera la fragmentación controlada de los mismos, pueda realizarse mediante la aportación de un trabajo mecánico muy por debajo del que sería necesario si se llevara a cabo a temperatura ambiente.

Esta peculiaridad ha abierto un enorme campo de aplicación para los fluidos criogénicos en el ámbito industrial del reciclado de residuos sólidos, lo que cobra un valor añadido notable día a día, dada la creciente sensibilidad por todo aquello que afecta a las cuestiones medioambientales, no solo por lo que supone de ahorro de producto nuevo, sino por toda la reducción de consumo de energía y polución que ello supone. En este sentido cabría destacar que el ámbito de aplicación del reciclado se centra en tres tipos de materiales metales, cerámicos y polímeros, ver " *cryogenic Recycling and processing* " [BRA 80].

Otra de las aplicaciones industriales que podemos encontrar para los líquidos criogénicos, está basada en la enorme diferencia de volumen específico entre fase líquida y vapor (1:200), de tal manera que si mediante aportación de calor vaporizamos una cantidad de líquido el volumen y/o la presión del fluido aumentará notablemente de forma brusca. En efecto encontramos aplicaciones industriales tanto en uno como otro aspecto, por ejemplo en la inyección de algunas piezas de plástico que se expanden contra las paredes del molde, gracias al aumento de volumen producido en la vaporización de una gota de

líquido; o en la aportación de una pequeña cantidad de líquido en envases justo antes de ser herméticamente cerrados, al objeto de que se cree una sobrepresión en su interior.

1.1.2.- La importancia de la dosificación

Se parte de la necesidad existente en determinados procesos industriales, como algunos de los anteriormente descritos, de controlar de forma precisa la dosis exacta que se ha de suministrar de N_2 (*l*) (Nitrógeno¹ en fase líquida), si bien se ha de especificar que no son sino una minoría los que así lo requieren.

Ciertamente un exceso de líquido supone como mínimo un derroche del mismo, y en definitiva un sobrecoste y despilfarro energético, pero es que además se presenta la problemática de que el mismo puede ser perjudicial, e incluso peligroso según el caso, para el proceso que se esté llevando a cabo. Por otro lado un defecto de líquido también puede ser fatídico en el resultado del proceso de producción que se esté llevando a cabo, y en definitiva puede representar una deficiencia en el producto final.

En consecuencia se impone en algunos casos la necesidad de utilizar en los puntos de consumo dosificadores que permitan controlar de forma precisa el caudal (\dot{m}) de salida de fase líquida. Para ello lo primero que se debe garantizar es que lo que llega a los mismos es precisamente líquido, y no una mezcla de líquido y vapor, ya que en este caso se hace a todas luces imposible el asegurar de forma continua el suministro de una determinada cantidad de líquido, habida cuenta de la enorme diferencia entre los volúmenes específicos antes mencionada.

Si tenemos en cuenta que siempre partimos de un depósito de suministro, que almacena el nitrógeno en forma de líquido saturado a una cierta presión y temperatura, y del cual mediante una conducción se hace llegar el fluido hasta el punto de consumo, hemos de considerar que en base a la baja temperatura del mismo ($83 \div 94$ K), se producirá una transmisión de calor con el ambiente, lo cual supondrá la vaporización de una pequeña fracción de la masa de líquido.

¹ En lo sucesivo este será el fluido en el que se centrará de forma exclusiva el presente trabajo de investigación.

He aquí por tanto el motivo y la necesidad de desarrollar un elemento a introducir en el sistema, que no solo evacue el posible vapor ya producido en la línea, sino que garantice la no formación posterior del mismo, en el resto de conducción hasta alcanzar el elemento dosificador.

1.1.3.- Representación termodinámica de la problemática

Dado que se ha de evitar la evaporación de Nitrógeno en el interior de la conducción, y puesto que si bien es posible reducir considerablemente la transmisión de calor mediante el empleo de aislantes, ello no se conseguirá de forma total y absoluta, de tal manera que la solución pasa necesariamente por llevar el fluido desde la línea de líquido saturado en que se encuentra, a condiciones de subenfriamiento.

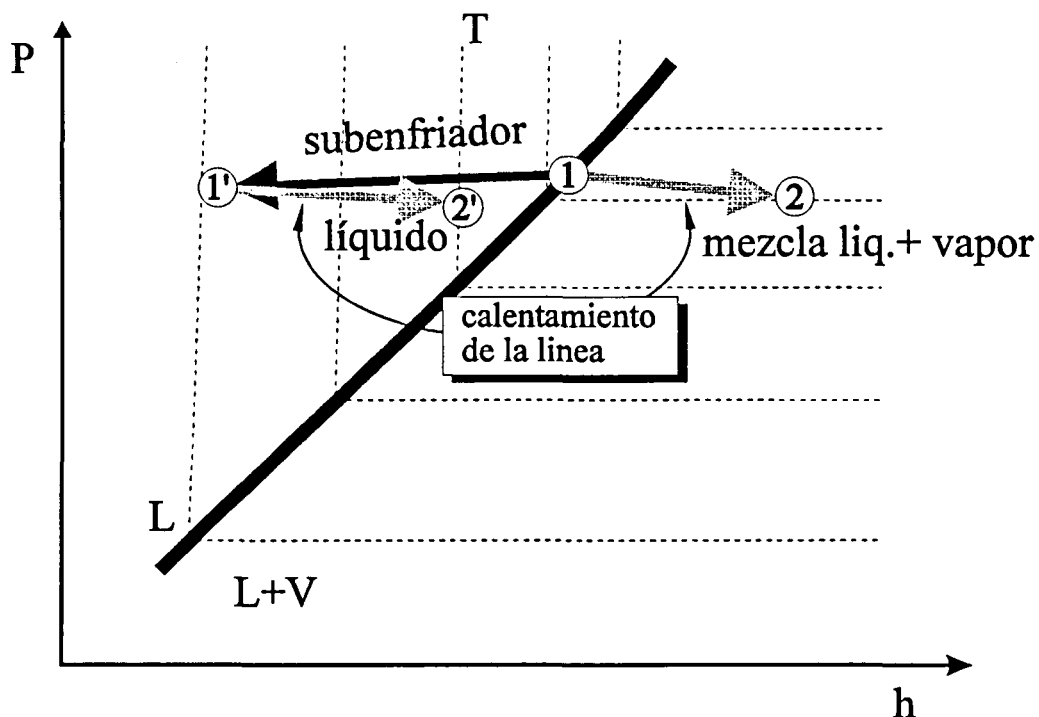


fig. 1.1 Representación del efecto del subenfriamiento, y los procesos de calentamiento y pérdida de carga en la línea a consumo

Además se ha de tener en cuenta que no sólo la aportación de energía desde el ambiente supone que el N_2 pueda entrar dentro de la campana de saturación, con la consecuente formación de vapor, sino que la propia pérdida de carga sufrida en la línea puede conducir a ello, tal como puede deducirse fácilmente del croquis del diagrama P-h mostrado en la ilustración de la fig. 1.1 .

La solución por tanto a esta problemática pasa por la instalación de un cambiador de calor que sea capaz de subenfriar el nitrógeno, de tal manera que permita pasar el mismo de las condiciones señaladas en la figura como (1) a (1').

Con la ayuda del diagrama, se explican fácilmente los procesos a que conduce la aportación de energía térmica y pérdida de carga que sufre el fluido a lo largo de la línea, con y sin la instalación del subenfriador mencionado:

- * en un caso directamente partiendo de la condiciones de líquido saturado (1), la energía se emplea en la evaporación parcial del fluido, por lo que en el punto final (2) se tiene una mezcla líquido-vapor.
- * en otro se parte de líquido previamente subenfriado (1'), por lo que la energía ganada simplemente eleva la temperatura del mismo, y al final de la línea sólo encontraremos líquido (2'), evidentemente siempre que el subenfriamiento producido previamente sea lo suficientemente grande como para que así sea.

A continuación se muestra con más detalle en un diagrama P-h, la forma real que toman las curvas de líquido y vapor saturado, se centra específicamente en la zona de presiones en que nos vamos a mover a lo largo de este documento (0,1 a 0,5 MPa), entre las cuales el N_2 se encuentra como mezcla de líquido y vapor [SYC 87].

Se tratará en consecuencia de someter el $N_2(l)$ a un subenfriamiento suficiente como para que el aporte de potencia térmica del ambiente, sufrido en el tramo de línea que va desde el punto de subenfriamiento hasta el de consumo, no logre aumentar la temperatura del nitrógeno lo suficiente como para que se alcance la curva de líquido saturado, con lo cual no se formará vapor en la línea y se garantiza que el N_2 llegará a consumo en estado líquido; ello partiendo de la presión de suministro y teniendo en cuenta las pérdidas de carga.

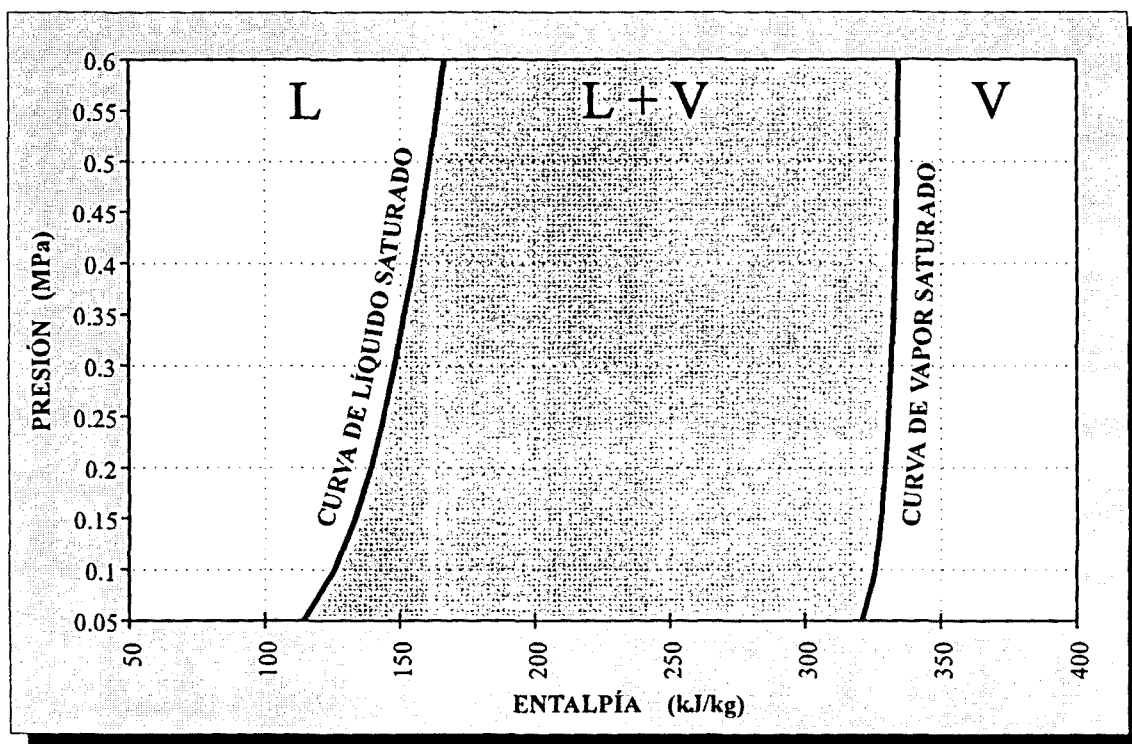


fig. 1.2 Diagrama P-h

1.2.- ESTADO DEL ARTE

1.2.1.- Interés de la investigación

El origen de este trabajo de investigación se establece en la labor del autor, en el seno del Grupo de Frío y Climatización, como equipo de trabajo dentro del propio departamento de Máquinas y Motores Térmicos, y en la colaboración en el ámbito investigador que éste establece con diferentes empresas del sector.

En este sentido ha sido la relación con una firma de gases licuados, concretamente Carburos Metálicos, la que originó el desarrollo de esta tesis, en base al interés específico de esta firma por llevar a cabo la investigación encaminada a establecer la metodología

de diseño de los cambiadores de calor, que actuando como subenfriadores se destinarán a subsanar la problemática antes relacionada.

Todo ello acentuado además por la existencia de muy escasa documentación en la literatura acerca de esta problemática de tipo práctico, y por extensión de este tipo específico de cambiadores criogénicos, lo cual claramente supone un impulso notable en el interés no sólo de la industria, sino del propio autor por el desarrollo de esta tesis.

De alguna manera en el prólogo de la obra de Norman R. Braton "*Cryogenic recycling and processing*" [BRA 80] podemos encontrar una referencia comparativa, que ilustra el estado general de la cuestión:

"...The list of cryogenic technological developments is long and growing. ...Cryogenic technology is today still in its infancy, perhaps at the stage the furnaces were 1000 years ago."

Otro factor determinante es el hecho de que la transmisión de calor juega un papel fundamental en el estudio, y en especial el desempeñado por los diferentes coeficientes de convección que intervienen, la posibilidad de analizar con detalle la formulación referente a los mismos, realizar estudios comparativos y extraer conclusiones al respecto prometía ser un aspecto fascinante dentro de la labor de investigación.

Además la posibilidad de contrastar y corregir los resultados obtenidos en el estudio en base a la toma de datos que se realizaría gracias a la construcción de un prototipo de diseño, supuso con seguridad el impulso definitivo para el inicio de estos trabajos.

1.2.2.- Conocimientos previos

El desarrollo los presentes trabajos de investigación como es de entender, ha supuesto evidentemente no sólo partir de las nociones del tema que el autor poseía, sino realizar un notable esfuerzo en aras de la obtención de documentación actual relacionada con el tema, así como en el consecuente análisis de la misma, el cual ha permitido abordar la investigación desde un punto de referencia más próximo e intenso.

Los ámbitos de conocimiento que caen dentro del radio de acción con los trabajos a desarrollar, serían básicamente los siguientes:

- * materiales y recipientes para usos criogénicos
- * propiedades termodinámicas y físicas de los fluidos
- * coeficientes convección
- * cambiadores de calor
- * aislamientos

evidentemente algunos de estos ámbitos, están intensamente tratados en la literatura, por lo que, sin que ello deba suponer un demérito hacia los mismos, la labor del autor de estos trabajos, se limitará a la obtención, análisis y utilización posterior de estudios de otros autores, siendo las posibles aportaciones realizadas desde esta investigación a los mismos prácticamente irrelevantes. En este sentido es en el que nos referimos por tanto a lo que entendemos por conocimientos previos, al que se hace referencia en el título de este apartado.

No obstante en otras áreas de conocimiento, el trato que la literatura da, en ocasiones es desde una perspectiva más o menos generalista, y no se centra de manera específica en el ámbito de actuación de este trabajo, por lo que se puede entender que modestamente esta investigación si supone un aporte a los mismos, más allá por tanto del mero conocimiento y análisis de la información que la precede.

1.3.- OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN. ASPECTOS MÁS DESTACADOS

Como consecuencia de la problemática antes relacionada, esta tesis se centra en el estudio de la resolución de la misma, mediante el establecimiento de una minuciosa metodología, encaminada a optimizar los diferentes parámetros que conforman la propuesta y el diseño de un cambiador de calor que permita el mínimo subenfriamiento necesario del líquido.

Partiendo de la necesidad de subenfriar el Nitrógeno, y teniendo en cuenta el rango de temperatura en que nos movemos, se propone un cambiador de calor que utiliza como fluido frío, una fracción previamente expandida del propio caudal másico de Nitrógeno.

En base a esa propuesta se realiza un diseño de cambiador, y se establece una metodología mediante la implementación informática y numérica de algoritmos de cálculo, encaminada a la optimización de diferentes parámetros que intervienen y configuran el mismo.

Como parte importante dentro de esta tesis cabe decir, que además de poner de manifiesto el estudio acerca de la problemática de obtención de propiedades del N_2 , destacar el especial interés del autor, debido a su trayectoria y labor docente en esta Universidad, para con la determinación de los coeficientes de convección o transmisión superficial que intervienen en todo el proceso, dada la diversidad de los mismos, tanto interior como exterior a conductos, con y sin cambio de fase.

En este sentido, se ha prestado especial atención al análisis de la literatura referente a este capítulo, y a la comparación de las formulaciones propuestas por los diferentes autores, así como a la discrepancia de los resultados aportados por las mismas.

Se han establecido a partir de ellos nuevas correlaciones que han sido implementadas informáticamente en los cálculos posteriores realizados en este documento, pudiendo afirmarse que es este uno de los aspectos centrales de los trabajos desarrollados para la elaboración de esta tesis doctoral, junto con los programas y la parte experimental que completan la misma.

Por otro lado, cabe decir que ello está de alguna manera, estrechamente ligado con el análisis de resultados aportados por la metodología establecida, en el sentido de permitir modificar algunos parámetros de diseño, con la finalidad de maximizar estos coeficientes de convección, ya que ello en definitiva no es sino una etapa previa, dentro del objetivo primordial de la metodología, como es el optimizar las prestaciones del subenfriador, así como el aislamiento del mismo.

Considero importante destacar además, que la construcción de un subenfriador de nitrógeno en base a la metodología aquí planteada, ha permitido validar mediante la contrastación experimental, los resultados y aportaciones que en su justa medida han supuesto el desarrollo de esta investigación.

De alguna manera quisiera concluir este apartado, destacando el hecho de que los resultados finales a que conduce y las amplias posibilidades de análisis que ofrece la metodología establecida en este trabajo, pretenden ir más allá de lo que se entiende como mero diseño.

Por este motivo quisiera puntualizar más claramente las ventajas adicionales (obviando todos los conocimientos previos, y la búsqueda y análisis de información) que ha supuesto el establecimiento de la metodología:

- * *Problema directo*: Consiste en el dimensionado del subenfriador, determinar la superficie de transmisión necesaria para conseguir unas prestaciones térmicas. Es lo que podríamos entender propiamente como diseño, si bien la metodología aporta adicionalmente la posibilidad de adaptar la resolución de este problema a diferentes condicionantes de partida, confiriéndole de esta manera una gran versatilidad.
- * *Problema inverso*: Permitirá la resolución de este problema, que no es otro que el de la obtención de las prestaciones que proporcionará un cambiador previamente diseñado. Esta posibilidad es la que aportará toda una serie de datos sobre el comportamiento del equipo, que serán los que han de someterse a análisis posterior.
- * *Optimización del diseño*: Supone en cierto sentido la ventaja del establecimiento de la metodología aquí propuesta, ya que en base a los resultados obtenidos, y tras su sometimiento a un exhaustivo análisis, sirve de base para realimentar de forma iterativa el diseño, reajustando aquellos parámetros necesarios de manera que las prestaciones del equipo se vean incrementadas en la medida de lo posible. En este caso específico la magnitud fundamental a optimizar es sin lugar a dudas el rendimiento másico del equipo, si bien no será la única.
- * *Aislamiento óptimo*: De forma paralela al cálculo del propio elemento de transmisión de calor entre líquidos, se analiza y optimiza el uso del aislamiento del cambiador.

- * *Ubicación óptima:* De igual forma que el punto anterior, como complemento a la metodología de diseño y optimización, se ha querido dar un paso más en el aprovechamiento de los resultados obtenidos, buscando el emplazamiento óptimo, a fin de aprovechar al máximo las prestaciones del subenfriador.

De esta manera se calcula la máxima distancia entre el equipo y el punto de consumo para un subenfriamiento dado, o por el contrario se puede, partiendo de un emplazamiento fijado, y por tanto de una distancia conocida, minimizar el valor del subenfriamiento necesario que garantice la no formación de vapor. Con ello se conseguiría el objetivo de maximizar el rendimiento másico del equipo.

2.- COMENTARIOS A LA LITERATURA

A pesar de ser una tecnología con implantación cada vez más extendida, el desarrollo de la criogenia podría calificarse todavía como de incipiente [BRA 80]. Es un ámbito en el que se observa que su lista de aplicaciones todo y ser vasta, está en continuo crecimiento, extendiéndose día a día a nuevos sectores industriales y de servicios, por lo que sus posibilidades futuras se intuyen enormes.

En cualquier caso, quien sabe si como consecuencia de su *juventud*, la mayoría de aplicaciones de los líquidos criogénicos, hacen uso de los mismos en condiciones de saturación mediante contacto directo con los materiales que deben ser objeto de tratamiento [RUS 67, BRA 80, KIS 77, WIL 83].

Consecuencia de ello se deriva que la transmisión de calor en la superficie del material, tenga lugar de forma prioritaria en la zona de ebullición en película¹, debido al notable salto térmico que se presenta. Sin embargo en una minoría de ocasiones aparece la necesidad de realizar intercambio térmico con saltos de temperaturas mucho menores, con lo que el fenómeno de transmisión de calor sufrirá un cambio dramático a nivel incluso cualitativo [MER 76, ROH 85].

En nuestro estudio nos encontraremos precisamente en este último caso de tipo minoritario, y en consecuencia tratado de forma específica con menor profusión a lo largo de la literatura, que se ha tenido ocasión de consultar durante todo el período que ha durado el estudio.

Por otro lado se ha de tener en cuenta que el objetivo principal de la tesis es el establecimiento de una metodología de diseño de cambiadores criogénicos líquido-líquido, por lo que el problema se particulariza aún más, y en consecuencia merma proporcionalmente el volumen de la documentación disponible al respecto.

¹ En capítulos sucesivos tendremos ocasión de tratar con detalle los tipos de ebullición que se presentan.

2.1.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN

Como términos fundamentales en el cálculo de cambiadores de calor, es necesaria la determinación de los diferentes coeficientes de convección que tengan lugar en las intercaras de aquellos.

El tratamiento que la literatura realiza en términos generales, acerca de estos puede calificarse sin paliativos de abrumador. Ahora bien cuando estrechamos el cerco al ámbito criogénico; y nos ceñimos concretamente a las zonas de ebullición incipiente y nucleada, el volumen de la documentación disponible sufre una caída casi dramática.

Efectivamente la ebullición es un fenómeno vastamente documentado en la bibliografía, no sólo por su interés industrial en el terreno de las calderas, que supuso el origen del interés por el tema, sino que de alguna manera han sido las relativamente recientes necesidades, acerca del conocimiento preciso y riguroso de los mismos, las que significaron un renovado interés por el tema. Fundamentalmente de cara a aplicaciones extraordinariamente comprometidas, como lo son los reactores nucleares, e instalaciones anexas (generadores de vapor).

Se pone de manifiesto de forma reiterada a lo largo de buena parte de las obras consultadas, la importancia que cobra en este fenómeno, no únicamente el fluido de que se trate y las propiedades del mismo¹, sino también y de forma muy especial, las características de la superficie en contacto con este, de manera que resulta especialmente difícil conseguir establecer una formulación absolutamente universal, y que a la vez sea enteramente satisfactoria [FUJ 92].

El estudio se centra dentro de lo que se denomina nucleación homogénea [YAN 91], y de cara a la misma para la estimación de la densidad de puntos activos se pueden encontrar

¹ Con respecto a estas propiedades, decir que tras un estudio comparativo de los valores aportados por diferentes fuentes, y observadas las divergencias que aparecen, se establecen finalmente en este estudio, diversas correlaciones para las mismas, de aplicación exclusiva en la estrecha zona a la que se ciñe el estudio.

estudios de origen empírico [BIE 78, 79, MIK 69,...], así como los que conjugan además la analítica [YAN 88, GAE63,...].

En cualquier caso todos ellos se enmarcan dentro de una gama de formulaciones que expresan el coeficiente de ebullición nucleada, en términos de todo un extenso abanico de propiedades y números adimensionales del fluido, donde coeficientes y exponentes incluyen el efecto de la superficie [ROH 52, MIK 82, CLA 63, KUT 52, BRE 80,...]. Sin embargo se dispone de otra gama de formulaciones, más sencillas en el uso y que no requieren del conocimiento de tantas propiedades del fluido, ya que las mismas se expresan en términos de la presión reducida [BOR 69, MOS 63].

Quizás merezca la pena destacar como una extensión de las formulaciones de este segundo tipo, que las lleva al terreno de las primeras basándose en lo que se denomina similitud termodinámica¹ [LEI 92, GOR 91], lo que según los autores otorga a la formulación carácter de universalidad, incluso en aquellos casos en que no se disponga de valores experimentales (lo cierto es que la demostrada influencia de la superficie hace desconfiar de este último aspecto).

En consecuencia en esta tesis se ha optado por formular una correlación, enmarcada en las del primer tipo concretamente basada en la propuesta por Kutateladze (sugerida originalmente y muy usada para fluidos no criogénicos), para la que se han determinado en base a datos experimentales, los coeficientes y exponentes que incluyen el efecto de la superficie en este caso particular.

Con respecto a la convección natural, además de analizar la formulación al respecto, para geometrías simples [SIG 90], se ha estudiado y aplicado un método más original a la vez que de carácter abierto con respecto a la geometría, como lo es el CLAM² [RAI 75, ROH 85].

¹ Comentado con posterioridad, viene a ser una extensión del principio de estados correspondientes, a otras propiedades del fluido, además de las variables de estado.

² De las iniciales inglesas de *Conduction Layer Approximate Method*.

2.2.- CAMBIADORES DE CALOR

El cálculo térmico de cambiadores de calor, tanto por lo que hace referencia a la resolución del problema directo (superficie), como al inverso (prestaciones), es un tema de carácter básico, ampliamente tratado en la literatura [ROH 85, RUI 93, SIG 87,...], sin embargo en la mayoría de casos se pone de manifiesto su aplicación cuando se puede considerar constante el coeficiente global de transmisión.

En nuestro caso nos encontramos con el problema de no poder considerar válida esta hipótesis, incluso sería aventurado utilizar un valor medio, dada la brusquedad de la variación, que se pone de manifiesto a lo largo del estudio de los coeficientes.

Este hecho ha conducido a la necesidad, y esta es quizás la singularidad más destacable en este aspecto, de realizar una discretización de la superficie de intercambio, trabando en todo momento con valores locales de temperaturas y propiedades, e integrándose de esta manera numéricamente las ecuaciones planteadas para el cambiador.

3.- BASES DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO

Para el establecimiento, como es el objeto de esta tesis, de la metodología específica que conduzca a la resolución de un problema de diseño del cambiador de calor $N_2 (l)$ - $N_2 (l)$, se han de considerar múltiples factores y magnitudes.

De forma global podemos enunciar los siguientes puntos a contemplar:

- * *Condiciones de partida* : como referencia para realizar el diseño es preciso conocer los valores o rangos de magnitud de las diferentes condiciones y parámetros que configuran los datos de entrada del mismo.
- * *Condiciones de salida* : serán en definitiva las necesidades que se han de satisfacer, estableciéndose para ello los valores necesarios de las diferentes magnitudes que intervienen en el proceso.
- * *Magnitudes a considerar* : configuran el conjunto de variables que intervienen en el proceso de diseño y cálculo, que permitirá alcanzar las condiciones de salida, partiendo de las de entrada.

Recalcar que si bien en el diseño se suele poner especial atención en el resultado final del mismo, dejando en un segundo plano otras magnitudes, en el establecimiento de la metodología es donde estas últimas cobrarán mayor importancia, pues de alguna manera son la base de la misma.

- * *Planteo y cálculos* : debe entenderse como la implementación y resolución de todas aquellas ecuaciones y sistemas, que teniendo como origen todos y cada uno de los puntos anteriores, conduce a la resolución concreta del problema planteado.
- * *Condiciones de optimización* : serán aquellas que sin ser imprescindibles para el buen funcionamiento del diseño, si que lo condicionan, en base a que su consideración puede alterar el mismo. Están básicamente encaminadas a maximizar

algunas magnitudes, como pudieran ser los rendimientos, coeficientes de convección, etc.; y a minimizar otras, tales como materiales, pérdidas, costes, etc. Supone un proceso de realimentación en la metodología de diseño.

Mediante el diagrama de flujo que a continuación se expone, se pretende ilustrar con algo más de detalle, los lazos de unión existentes entre los diferentes elementos y aspectos anteriormente relacionados.

A lo largo de los capítulos que suceden a este, se desarrollan con mayor detalle aquellos aspectos de la metodología que se consideran de especial interés.

En ocasiones se pretenderá poner de manifiesto el estado del arte en determinadas cuestiones relevantes, en base a la indagación bibliográfica en la literatura, y en otras se intentará destacar las aportaciones y el interés que suponen el desarrollo de esta tesis.

SINÓPTICO DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO

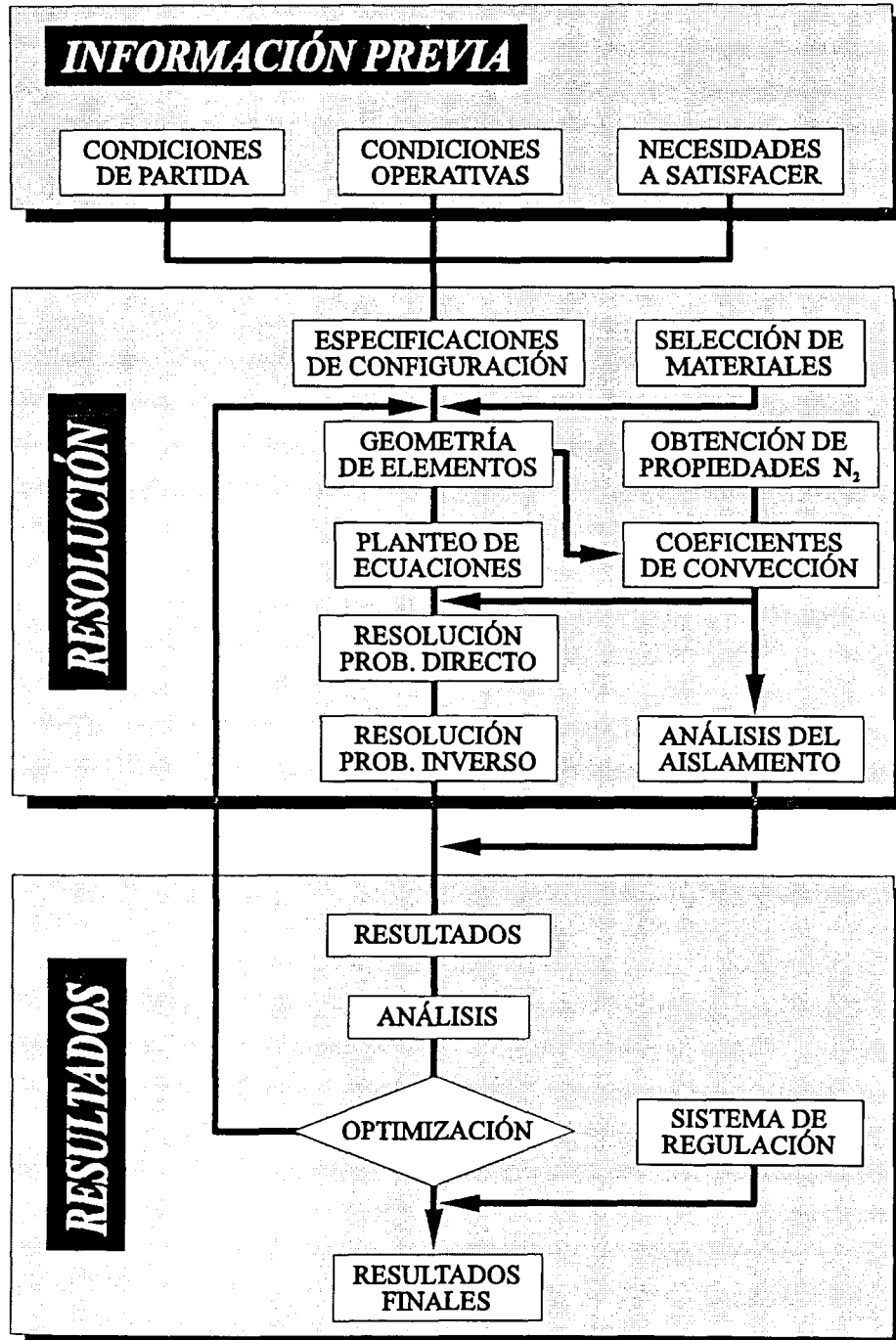


fig. 3.1 Cuadro sinóptico de la metodología de diseño

4.- PARÁMETROS PARA EL DISEÑO

4.1.- CONDICIONES DE PARTIDA. DATOS DE ENTRADA DEL N₂

4.1.1.- Presiones y temperaturas

La metodología de diseño prevé la versatilidad del equipo subenfriador, en cuanto al rango de presiones de almacenamiento del N₂ en el depósito de suministro, en este sentido se tiene en cuenta un criterio de carácter básicamente práctico en cuanto a este tipo de depósitos, en función de su tamaño y aplicación.

Por este motivo se establecen como límites para la presión de suministro, y en base a la Tabla 5.1 reproducida en la página 29 [SYC 87], también para las temperaturas, los siguientes valores:

$$\begin{array}{llll}
 P_{\text{MÁXIMA}} & = & 0,5 \text{ MPa (5 bar)} & \dots\dots\dots T_{\text{MÁXIMA}} = 93,984 \text{ K} \\
 P_{\text{MÍNIMA}} & = & 0,2 \text{ MPa (2 bar)} & \dots\dots\dots T_{\text{MÍNIMA}} = 83,651 \text{ K}
 \end{array}$$

de esta forma el subenfriador habrá de garantizar el subenfriamiento de él requerido, para cualquier presión y temperatura comprendidas entre los valores anteriores ¹.

4.1.2.- Caudal máximo

Es fundamental el considerar, las necesidades de consumo que requiere el proceso, ello en definitiva no es sino el caudal de N₂ (*I*) para el cual se va a diseñar el equipo. En este

¹ No obstante estos valores de tipo práctico, la metodología y por extensión los programas de cálculo desarrollados que la implementan, permiten sin dificultad, su aplicación a rangos más amplios.

caso para establecer una referencia en la metodología de diseño, se considerará un caudal máximo¹ a la entrada del equipo de $N_2 (l)$ igual a $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$, esto es $2,777 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$.

Si bien es cierto que hasta el subenfriador llega una mezcla de nitrógeno líquido y vapor, consecuencia de los aportes de potencia térmica aportada en el tramo de línea de N_2 previo al equipo, la fase vapor se eliminará mediante un separador de vapor previo al equipo, y por tratarse de una pérdida de N_2 no imputable al mismo, no será tenida en cuenta a efectos de su rendimiento másico.

Dada la sensibilidad de la densidad y por tanto del caudal volumétrico con la temperatura y la presión, es conveniente utilizar como magnitud alternativa el caudal másico (kg/s), para lo que precisamos conocer la densidad del $N_2 (l)$ saturado.

Para ello en base a las correlaciones que tendremos ocasión de exponer en apartados sucesivos, obtenemos los valores de caudal másico mostrados en la siguiente tabla.

P	(MPa)	0.2	0.3	0.4	0.5
ρ	(kg/m^3)	778.89	754.31	740.32	725.46
\dot{m}	(kg/s)	0.02163	0.02104	0.02056	0.02015

Tabla 4.1 Caudal másico

4.2.- TEMPERATURA DE SALIDA. SUBENFRIAMIENTO DEL $N_2 (l)$

La temperatura de salida del $N_2 (l)$ hacia el consumo, será el resultado de restarle el subenfriamiento a la temperatura de saturación, correspondiente a la presión de

¹ Valor este tomado también con criterio práctico, y enfocado fundamentalmente al diseño y construcción posterior del equipo experimental de ensayo, pero que puede ampliarse tanto para el diseño en sí, como para el cálculo de prestaciones de cambiadores ya construidos.

suministro. Ello lo podemos ver de manera gráfica para una presión inicial de 0,5 MPa, en el diagrama P-h (fig. 5.3) que se muestra en la página 31.

El subenfriamiento ha de permitir emplazar el equipo a una distancia razonable del punto de consumo sin que se produzca vaporización. Puesto que tanto ésta como la presión del depósito pueden ser diferentes, el equipo habrá de permitir un amplio rango de subenfriamientos, para así proporcionarle mayor versatilidad de emplazamiento respecto al punto de consumo.

Interesará por tanto que el equipo pueda en principio proporcionar un subenfriamiento elevado, si bien debe permitir uno inferior si ello fuera conveniente. Evidentemente el límite viene marcado por la temperatura del fluido frío, por lo que dada la imposibilidad práctica a nivel térmico de alcanzar la misma, nos deberemos conformar con alcanzar una temperatura algo por encima de esta.

Además, debe tenerse en cuenta que cuanto menor sea la temperatura de salida menor será el título de vapor producido en el punto de consumo al expandirse el nitrógeno, aunque en contrapartida a mayor subenfriamiento se tiene menor rendimiento másico del equipo, como tendremos ocasión de ver posteriormente en el apartado 8.3 de la página 202.

Para el caso de partir de un depósito con presión de suministro máxima (0,5 MPa), se ha tomado como parámetro de diseño el que se pueda llegar a subenfriar hasta una temperatura inferior a la de saturación para una presión cercana a la atmosférica. Concretamente si para un valor de 0,15 MPa corresponde una temperatura de saturación de 80.83 K, se ha estimado de forma práctica una temperatura de salida del nitrógeno líquido para consumo algo menor que dicho valor, entorno a los 80 K ¹. Con ello la diferencia de temperaturas mínima entre los fluidos del subenfriador será del orden de $80 - 77,23 = 2,77$ K.

¹ Nuevamente es este un valor de diseño, cuyo orden de magnitud se ha fijado a priori con criterio práctico, pero que puede variarse a voluntad. De hecho como se tendrá ocasión de comprobar en el capítulo de resultados, la metodología y los programas desarrollados así lo permiten., pudiendo por tanto si fuera preciso calcularse equipos con necesidades mayores de subenfriamiento mayores.

Cada presión de suministro tendrá a priori un orden de subenfriamiento máximo distinto, cuya magnitud pretende quedar reflejada en la siguiente tabla, en base a la diferencia con la temperatura de saturación correspondiente a las diferentes presiones de suministro previsibles para la instalación.

En cualquier caso debe señalarse que estos valores, simplemente representan un orden de magnitud, y en absoluto un valor preciso que se verifique de forma rigurosa en el equipo que se pueda construir y ensayar. El motivo es sencillo de explicar, puesto que se pretende fijar las bases de la metodología para el diseño de un cambiador de carácter versátil, el valor de temperatura de salida de 80 K, no es un valor que se pretenda fijar para todas las presiones, sino que simplemente es el valor objetivo para el conjunto de todas ellas.

Ello significa que puesto que la longitud del serpentín será única, cuando todo él se encuentre sumergido en el baño (condición de subenfriamiento máximo), para las presiones más altas la temperatura de salida quedará ligeramente por encima de este objetivo, mientras que para el conjunto de presiones más bajas la temperatura final se situará algo por debajo de este valor.

En definitiva lo que se pretende es determinar la longitud de serpentín necesaria en base a conseguir una temperatura de salida media para el conjunto de presiones de trabajo, del orden de 80 K ¹.

¹ Este objetivo de carácter global, viene claramente establecido, en base al hecho de disponer de la posibilidad de construir y ensayar sobre un único equipo, por lo que el mismo debía establecerse con criterios de versatilidad, para ser de aplicación en todo el campo de presiones

Presión de Suministro (MPa)	Temperatura Saturación (K)	Subenfriamiento (K)
0,20	83,65	3,65
0,25	85,91	5,91
0,30	87,93	7,93
0,35	89,65	9,65
0,40	91,24	11,24
0,45	92,66	12,66
0,50	93,98	13,98

Tabla 4.2 Presión, temperatura de saturación, subenfriamiento máximo estimado

4.3.- MAGNITUDES A CONSIDERAR

En este apartado expondremos algunas de las diferentes variables y magnitudes a analizar, controlar y/o tener en cuenta en este estudio, pues estarán destinadas a servir de base para el establecimiento de conclusiones finales, en cuanto al ámbito de la optimización del diseño se refiere.

4.3.1.- Caudales. Rendimiento másico

El caudal másico total de suministro (aquel que procedente del depósito, previa separación de la fracción vapor alcanza el equipo) se dividirá como se ha dicho en dos:

- * *Caudal principal, de trabajo o consumo (\dot{m}_{cons})*: será aquel que tras salir del subenfriador continua por la línea hasta alcanzar el dosificador para el consumo
- * *Caudal secundario, expandido o de reposición (\dot{m}_{rep})*: será aquel que tras la expansión jugará el papel de fluido frío. Este caudal bien consecuencia directa de

la expansión, bien posteriormente debido a la aportación de calor, acabará en fase vapor y evacuándose al ambiente.

Nos encontramos por tanto con que la inclusión del subenfriador, supone una merma de caudal útil de fluido, pudiendo definirse en consecuencia el rendimiento másico del equipo como la relación existente entre el caudal másico a consumo y el caudal másico total de suministro.

4.3.2.- Potencia térmica del subenfriador

Evidentemente no es sino la potencia térmica cedida por el nitrógeno líquido, que circula por el interior del serpentín al subenfriarse, y que evapora el $N_2 (l)$ saturado a 0.1 MPa en que se sumerge el mismo.

Lógicamente viene determinada básicamente por el caudal másico primario y el subenfriamiento sufrido por este, por lo que es una magnitud íntimamente ligada al mismo, según la expresión.

$$\dot{q} = \dot{m}_{cons} C_p (T_I - T_F)$$

4.3.3.- Órdenes de magnitud

Lógicamente a mayor subenfriamiento, mayor potencia intercambiada, y mediante unos balances de masa y de energía, para cada presión de suministro y subenfriamiento, se pueden determinar la potencia, caudal de suministro, caudal de consumo, caudal expandido y rendimiento másico.

A continuación mostramos simplemente a título ilustrativo un breve resumen de los valores estimados de estas magnitudes, para diferentes presiones, considerando para todas ellas, a fin de poder establecer comparaciones, que la temperatura final es de 80 K, con lo que la superficie de intercambio térmico será diferente en cada caso.

P [MPa]	\dot{q} [W]	\dot{m}_{sum} [kg/s]	\dot{m}_{cons} [kg/s]	\dot{m}_{rep} [kg/s]	$\eta_{más}$ [%]
0,2	156,88	0,021623	0,020791	0,000842	96,11
0,3	317,247	0,021048	0,019259	0,001789	91,50
0,4	424,176	0,020561	0,018067	0,002494	87,87
0,5	502,511	0,020147	0,017088	0,003059	84,82

Tabla 4.3 Órdenes de magnitud de caudales, y rendimiento másico, en función de la presión de suministro

En rigor para mantener constante el nivel de nitrógeno líquido a presión atmosférica se debe desviar un mayor caudal de nitrógeno de línea hacia el recipiente interior, ya que en realidad la masa evaporada de nitrógeno líquido que sumerge al serpentín será algo mayor debido al aporte de potencia térmica desde el ambiente, con lo que el caudal de consumo y en consecuencia el rendimiento másico serán en realidad menores. De ello nos ocuparemos posteriormente con mayor detalle, en el apartado dedicado a esta magnitud dentro del capítulo de cálculos.

4.3.4.- Otras variables

De alguna forma las magnitudes referenciadas en los anteriores apartados, representan básicamente lo que serían los datos de partida y los resultados finales, ahora bien en modo alguno son las únicas que deben manejarse, ciertamente existen múltiples variables adicionales que intervienen, incluso de forma decisiva en la metodología de cálculo de un cambiador como el que nos ocupa.

Básicamente se situarán en dos frentes, las que configuran la geometría, y en definitiva las superficies de intercambio térmico, y/o aquellas que de una u otra forma afectan a los coeficientes de transmisión, si bien en muchas ocasiones nos encontraremos con variables que intervienen simultáneamente en ambos frentes.

Dada la importancia de estos dos aspectos, resulta poco relevante aquí, relacionar todas las variables que intervienen en ellos, por lo que las mismas irán apareciendo según convenga para el desarrollo del estudio, en los capítulos posteriores.

5.- ESPECIFICACIONES DE LA CONFIGURACIÓN

5.1.- PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Teniendo en cuenta que las presiones del depósito de suministro se sitúan entre los 0,2 y 0,5 MPa (2 ÷ 5 bar), las temperaturas del fluido, tal como puede apreciarse en la tabla y gráfica siguientes, estarán alrededor de 83 ÷ 94 K [SYC 87], ello hace descartar la búsqueda de cualquier fluido refrigerante, aunque solo fuera por razones meramente económicas, además de las de tipo práctico.

Presión [MPa]	T _{sat} [K]
0.05	71.82
0.10	77.23
0.15	80.83
0.20	83.65
0.25	85.91
0.30	87.93
0.35	89.65
0.40	91.24
0.45	92.66
0.50	93.98
0.55	95.22
0.60	96.37

CURVA DE SATURACIÓN

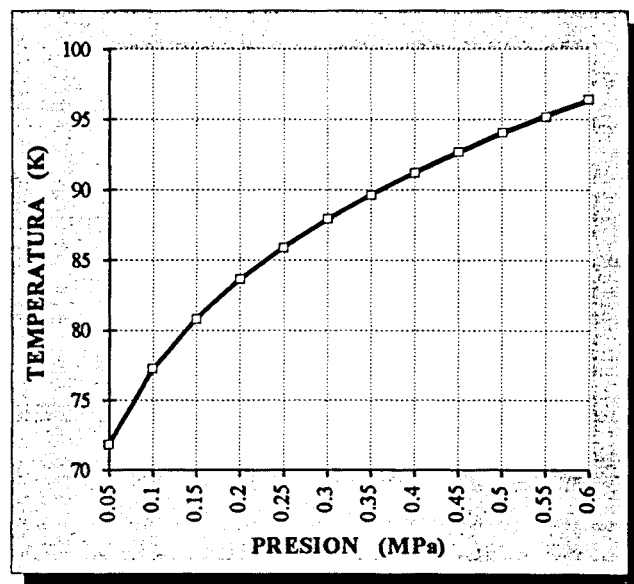


Tabla 5.1 Temperaturas de saturación fig. 5.1 Curva de saturación P-T

Puede apreciarse cómodamente en la figura que a menor presión, la temperatura de saturación correspondiente, es también menor, por lo que como la presión de suministro es necesariamente superior a la atmosférica, la temperatura de saturación a esta última será inferior a la del líquido circulante en la línea.

Es por ello que como idea global se propone el expandir hasta la presión atmosférica, parte del fluido que se encuentra almacenado en el depósito, para disponer en consecuencia de una cierta cantidad de $N_2 (l)$ a menor temperatura que la del depósito y la línea, concretamente si observamos la tabla a 77,23 K.

El dispositivo diseñado deberá instalarse lógicamente entre el depósito de suministro y el punto de consumo, y consiste básicamente en un serpentín por el que circulará en N_2 procedente del depósito y por tanto prácticamente a la presión de este (salvo pérdidas de carga), que se encontrará parcialmente sumergido en $N_2 (l)$ saturado a presión atmosférica, procedente de la expansión mediante la válvula colocada al efecto, de una fracción del líquido.

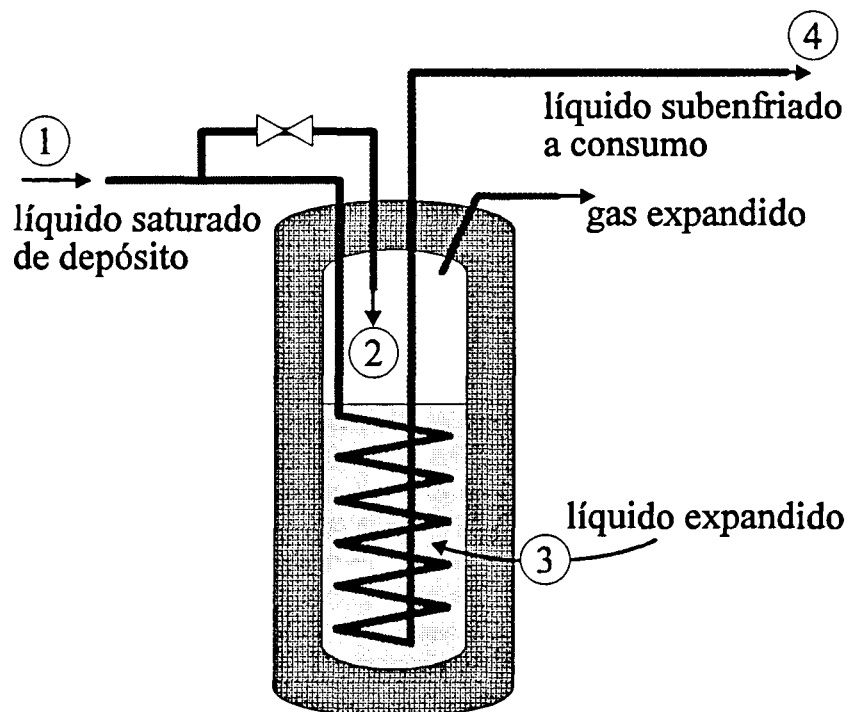


fig. 5.2 Croquis descriptivo del principio de funcionamiento

En la siguiente figura se muestra nuevamente un diagrama P-h, en el que podemos identificar las condiciones de presión y temperatura, de los diferentes puntos marcados en el anterior croquis del subenfriador.

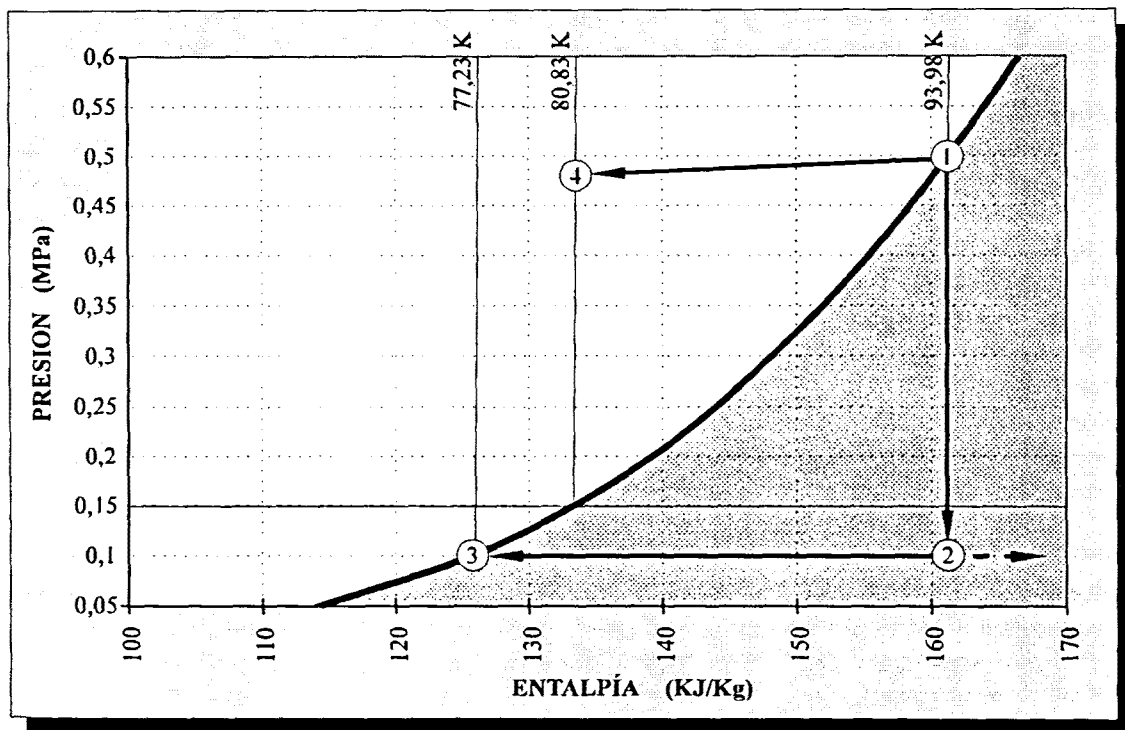


fig. 5.3 Representación en el diagrama P- h de los diferentes estados y procesos a los que se somete el fluido

En definitiva tenemos un fluido (1) a temperatura entre 83 y 94 K (depende de la presión de suministro), que entra en un serpentín, al objeto de enfriarse hasta las condiciones de salida (4), mediante la cesión de calor al líquido que lo baña (3), el cual se encuentra saturado a una temperatura de 77,23 K, y por tanto se producirá un cambio de fase en el mismo.

La temperatura de salida del N_2 del serpentín, y por tanto el subenfriamiento conseguido, serán función, además del coeficiente global de transmisión que se determine, de la

superficie de transmisión, y esta viene marcada para una configuración geométrica preestablecida, por el nivel del recipiente que baña al serpentín.

Puesto que el líquido expandido está en ebullición, como consecuencia de la aportación de calor por parte del serpentín, se produce una merma del mismo, con lo que a fin de evitar que esto afecte al nivel, se ha de controlar de manera permanente la fracción de líquido que se ha de expandir, para que esta sea la adecuada para poder mantener el todo instante el nivel deseado en el baño, y en definitiva la superficie de transmisión necesaria.

La cantidad de nitrógeno a desviar deberá ser controlada mediante un bucle de regulación que, a partir de la temperatura de salida del nitrógeno a consumo, del nivel del nitrógeno líquido a presión atmosférica, o del subenfriamiento conseguido, abrirá o cerrará una válvula de expansión de nitrógeno hacia el recipiente interior.

5.2.- GEOMETRÍA DE COMPONENTES

No entraremos en este punto en un detalle excesivo acerca del análisis exhaustivo, que sin embargo se ha realizado acerca no solo de la geometría, sino de las características de los materiales para cada uno de los elementos, en base a las diferentes necesidades y requerimientos que de cada uno se realiza.

Por tanto simplemente expondremos un resumen que refleje los aspectos más destacados y las conclusiones finales a que el mismo ha conducido.

Como generalidad antes de entrar en la descripción de los elementos que conforman el equipo, se cree oportuno aunque solo sea referenciar las características más relevantes de los materiales a utilizar en los mismos. En este sentido una consideración global a efectuar común a todos ellos, parte de la necesidad de que los mismos no fragilicen a las temperaturas de uso, y para ello el campo práctico se reduce básicamente al uso de: aluminio, cobre desoxidado o pureza superior al 99,9 %, acero inoxidable austenítico y acero al 9 % y al 36 % de Ni, según norma 12 de la ITC-AP7 [MIE 91].

5.2.1.- Serpentín

No es sino un tubo que adopta una forma de helicoides, y que será el elemento a través del cual se producirá el intercambio de potencia térmica entre el $N_2 (l)$ a enfriar, que circulará por su interior a presión de suministro, y el $N_2 (l)$ a 0.1 MPa que lo sumerge.

Como elemento de transmisión que es, interesará que su conductividad térmica sea lo mayor posible, ello decantaría la elección hacia el cobre, pero cuestiones de tipo práctico, y constructivo especialmente en lo que se refiere a soldaduras, se optará por el empleo del mismo inoxidable con que se construyan los propios recipientes. Este es uno de los materiales que se proponen en la norma 12, ITC-AP7 del Ministerio de Industria y Energía [MIE 91]. Además resulta un material de fácil mecanizado, lo cual es necesario dada la forma que a de adoptar.

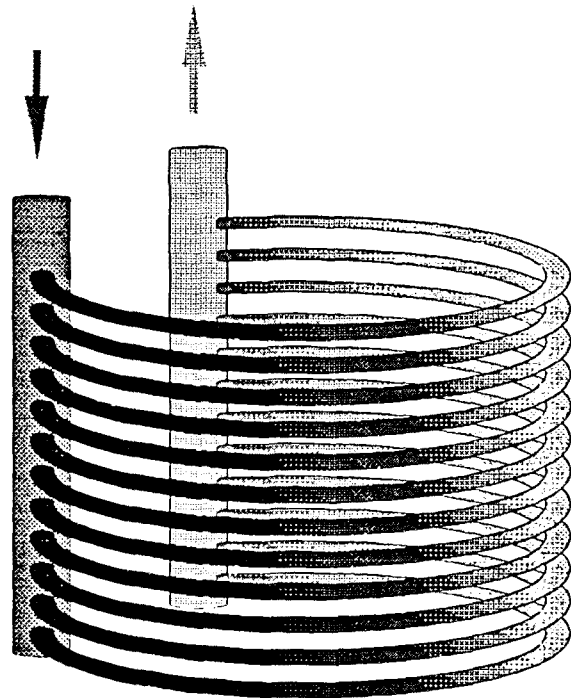


fig. 5.4 *Croquis de colectores y circulación en paralelo*

Precisamente respecto a esta forma quisiera poner de relieve que se ha introducido una modificación geométrica en cuanto a la documentación existente, de un equipo comercial diseñado para el mismo fin, y ello ha sido en base precisamente al análisis de resultados encaminado a la optimización del diseño, facilitado por la metodología planteada.

El diseño parte de la existencia de un tubo vertical distribuidor, y otro colector unidos por una serie de tubos en forma de arcos horizontales, por los que circula el N_2 en paralelo (ver fig. 5.4). Ello hace pensar en unas velocidades bajas de circulación y por tanto en un flujo probablemente de tipo laminar, con lo que el coeficiente de convección interior será bajo, por este motivo se propone como alternativa sustituir este elemento por el

mencionado serpentín que desciende en forma helicoidal y asciende verticalmente por el interior a fin de minimizar el volumen ocupado.

Ello supondrá a priori que al circular todo el caudal por un solo tubo, se pueden obtener las siguientes ventajas:

- * la velocidad, el Re_D y el coeficiente de convección aumentarán
- * mejor coeficiente global de transmisión
- * mayor potencia transferida a igual superficie
- * posibilidad de reducir la superficie y longitud del serpentín
- * disminución del volumen de serpentín
- * disminución del volumen del vaso y del caudal de N_2 expandido a 0,1 MPa
- * mayor velocidad de respuesta en transitorios
- * mejora del rendimiento másico del equipo
- * menor coste de material y construcción

De otra banda, como no todo podían ser ventajas, hay que contraponer que el aumento de velocidad supone un incremento notable de las pérdidas de carga, por lo que el análisis de resultados deberá sopesar adecuadamente ambos extremos, a fin de adoptar una solución de compromiso. No obstante podemos avanzar que las pérdidas de carga máximas obtenidas alcanzan en el peor de los casos el 2 ‰ de la presión mínima de suministro (404 Pa frente a 0,2 MPa), con lo cual podemos intuir un avance de las conclusiones a establecer en este sentido.

En cuanto a las dimensiones que han de caracterizar la geometría del serpentín, indicar que en base a lo antedicho debe seleccionarse un diámetro interior de compromiso entre pérdidas de carga y transmisión de calor, lo cual analizaremos en el capítulo 8, correspondiente al análisis de resultados.

Respecto al grosor, simplemente decir que dado que el interés fundamental, además del de transportar el fluido, es que presente la menor resistencia térmica posible, el mismo deberá ser el mínimo que verifique los requerimientos mecánicos, de entre los estándares disponibles según norma UNE 19.003.

El paso del helicoide así como su diámetro, son las dos características que acaban de definir el serpentín, para su determinación se tendrá en cuenta el interés en minimizar

tanto el volumen de líquido en el vaso, como la superficie que deba tener este, al objeto de mejorar respectivamente el rendimiento másico y el aislamiento del exterior.

5.2.2.- Recipiente interior

Respecto a los materiales y características necesarias, lógicamente son los mismos que se han comentado en el apartado anterior, si bien ahora al tratarse del recipiente interesará que sea consistente, por lo que se descarta el aluminio, y al contrario que antes, conviene además que la conductividad sea baja para reducir las pérdidas, hecho este por el cual queda eliminado el cobre, con lo que nos quedan los aceros al Ni, y los austeníticos inoxidables.

Para que la temperatura de transición frágil de los primeros sea reducida, el porcentaje de Ni debe ser elevado (el 9 % está en el límite y el 36 % resulta caro), por lo que nos centraremos en los últimos, para ello la literatura nos ofrece una amplia información, especialmente destacar el libro "*proprietes des aciers inoxydables austenitiques aux basses temperatures*" de M. Demestre [DEM 69].

Respecto a estos brevemente comentar que interesará cuidar varios aspectos, el primero será el contenido en C, el cual interesa que sea reducido a fin de evitar la formación de carburos en la soldadura, por ello la elección se centra en los AISI 304 y 316 (%C < 0,08) o AISI 304L y 316L (%C < 0,03), el resto de la composición Ni, Cr y Mo, es adecuada para las sollicitaciones requeridas (resistencia a la corrosión, límite elástico, resistencia a la rotura por tracción, bajo coeficiente de dilatación lineal y baja conductividad térmica).

Por otro lado está el análisis de la forma que adopta este depósito, indicar simplemente que tras un exhaustivo estudio de la literatura referente a las diferentes formas que se adoptan para los depósitos y recipientes criogénicos, se recomienda en base a su relación superficie / volumen, el uso de un cuerpo cilíndrico, con fondos de tipo torisférico soldados a este (para facilitar a su vez la soldadura de los conductos).

Para la soldadura de estos elementos [ZAB 89] [CAS 68], se deberá utilizar idéntico ¹ material al del depósito como metal de aportación, empleando los métodos TIG o MIG en atmósfera inerte.

Por lo que hace referencia a su proporción y grosor, se ha seguido la I.T.C. MIE-AP7, NORMA 12 "cálculo , construcción y recepción de botellones criogénicos" [MIE 91] y el código ASME Sección VIII "Boiler and Pressure Vessel Code", divisiones 1 y 2 [ASM 80].

Siguiendo las pautas marcadas por las normativas anteriores, el radio del casquete esférico debe ser igual al diámetro del cilindro lateral, mientras que el radio del núcleo toroidal será un 6 % del mismo diámetro.

Es evidente que las dimensiones de este recipiente resultan condicionadas por las que tenga el serpentín, por ello en este punto conviene exponer cuanto menos, la relación que vincula aquellas con estas, si bien será en el capítulo de cálculos y resultados donde se determinen todas ellas.

Además debe tenerse en cuenta que se añadirá en la parte superior un volumen de seguridad que permita un margen frente una subida inesperada de nivel de nitrógeno líquido y evitar fuga de líquido por el tubo de venteo.

En la ilustración de la fig. 5.5 aparecen las proporciones de los diferentes elementos (cilindro, casquete esférico y arco toroidal) que configuran los recipientes, así como el ángulo α que marca el tamaño del casquete, siendo su complementario β , que no será sino el tamaño del arco toroidal que une el casquete con el cuerpo cilíndrico.

$$R_{\text{csf}} = D_{\text{cil}}$$

$$R_{\text{tor}} = 0,06 D_{\text{cil}}$$

¹ Si bien se admiten ligeras diferencias en los porcentajes de aditivos.

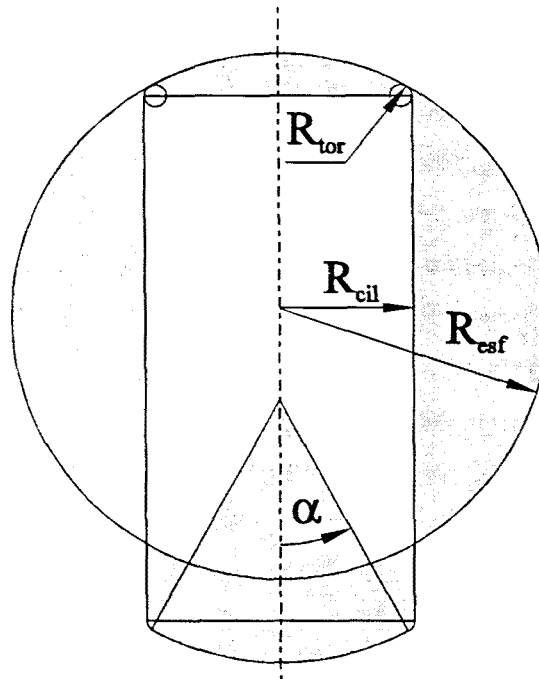


fig. 5.5 Ilustración de las proporciones de los distintos elementos del recipiente

Con estas proporciones se puede determinar el mencionado ángulo que marca la intersección del toroide y la esfera, es decir aquel para el que ambos son tangentes, así como el complementario del mismo, que definirá el arco del toroide.

Se obtiene que la expresión y valor del mismo resulta ser (en radianes y grados):

$$\alpha = \arcsin \frac{\frac{D_{cil}}{2} - 0,06 D_{cil}}{D_{cil} - 0,06 D_{cil}} = \arcsin \frac{0,5 - 0,06}{1 - 0,06}$$

$$\alpha = 0,487122 \text{ rad} = 27,91^\circ$$

$$\beta = 1,083674 \text{ rad} = 62,19^\circ$$

La altura de un fondo torisférico viene dada por la expresión:

$$Z_{fon} = D_{ii} [1 - \cos \alpha (1 - 0,06)]$$

Respecto a la ubicación relativa entre serpentín y recipiente interior, se tomará una separación mínima s de 10 mm, entre pared de tubo del serpentín y pared del fondo inferior. A partir de ella podemos expresar la distancia vertical entre los puntos inferiores del recipiente y del serpentín.

Esta distancia no es sino el nivel de líquido (nivel muerto), que se ha de tener en el vaso antes de empiece a mojar el serpentín, o dicho de otro modo el máximo nivel de líquido para el que la superficie de transmisión es nula Z_{nul} .

$$Z_{nul} = D_{ii} - \left(D_{ii} - s - \frac{D_o}{2} \right) \cos \Omega$$

Siendo el ángulo Ω el que forma con la vertical el radio del casquete del fondo torisférico, que pasa por el límite inferior del eje del helicoides, y cuya expresión la obtenemos de forma similar a la del ángulo α anterior.

$$\Omega = \arcsin \left(\frac{\frac{D_{hel}}{2}}{D_{ii} - s - \frac{D_o}{2}} \right)$$

Generalmente a todo recipiente criogénico se le añade un volumen de seguridad para evitar, caso de un aumento brusco de nivel, salida de líquido por el conducto de alivio del vapor. En este caso, y debido a las pequeñas dimensiones del equipo, se ha tomado igual a un 10 % del volumen máximo de líquido.

Debido al volumen de seguridad, la longitud de tubo del serpentín será mayor puesto que hay que añadir el tramo de unión del serpentín con el fondo superior del recipiente

interior, si bien a efectos térmicos se toma un criterio conservador nuevamente, y no se considerará la transmisión de calor en ese tramo con el vapor saturado del exterior.

5.2.3.- Aislamiento

Se sitúa entre los recipientes interior y exterior a fin de minimizar las aportaciones de calor procedentes del ambiente exterior, lo que en definitiva supondría una reducción de rendimiento másico.

Presentamos a continuación un breve cuadro resumen que aglutina las características más relevantes, de los diferentes aislantes analizados al objeto. Indicar que todos ellos requieren de la realización de mayor o menor grado de vacío, para mejorar las propiedades aislantes del material.

Dada la geometría del depósito, se recomienda la última opción de polvos evacuados, si bien con partículas de perlita expandida de pequeño tamaño ($D < 1E-4$ m) y densidades del orden de 85 kg/m^3 , para minimizar la conductividad.

Con respecto al espesor lo podemos establecer en base a los órdenes de magnitud industrialmente admisibles para recipientes criogénicos, o bien en base a la determinación del óptimo económico, función del coste de aislante y del N_2 evaporado. En el primer caso nos hemos de referir a la literatura, *Liquid Cryogens vol. 1* [EDE 83] págs. 171 ÷ 175 y *Cryogenic recycling and processing* [BRA 86] pág 122, así como a datos facilitados por diferentes empresas productoras de gases licuados. Para el segundo debemos realizar un estudio de los resultados obtenidos, por lo que será analizado con posterioridad en el capítulo 8.

TIPO	VENTAJAS	INCONVENIENTES
1. Alto vacío:	ideal en pequeños grosores, o formas complicadas	alto vacío permanente, superficies de alta ε
2. Multicapas: láminas alternadas de mylar o fibra de vidrio, y aluminio	$14E-6 < \lambda < 60E-6$ bajo peso	precio elevado difícil en formas complejas vacío $P < 0,01$ MPa
3. Polvos opacos evacuados: tipo perlita con partículas metálicas	$4E-4 < \lambda < 8,6E-4$ menor vacío que 2 fácil en formas complejas	peligro de explosión con Al en atmósfera de O_2 mayor coste que 5
4. Fibras de vidrio:	coste reducido	$7E-4 < \lambda < 2,88E-3$
5. Polvos evacuados: tipo perlita expandida (silicato de origen volcánico)	$2,2E-4 < \lambda < 7,5E-3$ mejor que 1 si $\delta > 0,1$ m menor vacío que 2 facil en formas complejas	riesgo de compactación, o mala distribución. necesidad de filtros en la realización del vacío

Tabla 5.2 Cuadro resumen para el análisis comparativo de la características más relevantes de los aislantes criogénicos industriales más representativos

5.2.4.- Recipiente exterior

Para este recipiente dado que las temperaturas serán prácticamente las del ambiente, no se requiere en principio el uso del mismo material que para el recipiente interior, no obstante debido a las zonas de contacto con las tuberías, se recomienda el empleo del mismo metal.

La forma será también la misma que la del interior, si bien interesa que sea desmontable por lo que se dispondrá a ser posible de tramos cilíndricos unidos mediante bridas, disponibles estas en tamaños estandarizados [LEY 92]. En cuanto a sus dimensiones serán las que correspondan al recipiente interior más las que se determinen para el aislante empleado.

Respecto al grosor se determinará teniendo en cuenta las solicitaciones mecánicas, por lo que se tendrá en cuenta que en su interior se practicará el vacío, en este sentido se puede emplear la expresión indicada en la pág. 23 de "*Liquid Cryogens Vol II*" [WIL 83] corroborándose con [ASM 74] y/o [CON 69].

Puesto que como se ha mencionado ha de practicarse el vacío en su interior, debe en consecuencia garantizarse la estanqueidad. Para ello se prevé la disposición adecuada de un disco de sellado de vacío, y además para facilitar su acoplamiento se practicará una abertura con una brida soldada a la que se podrá acoplar (de forma fija o no) la válvula para conectar a la bomba de vacío. También se realizará otra abertura para la carga y recarga de perlita expandida.

5.2.5.- Conductos del equipo

Los dos recipientes, además de verse atravesados por los tubos de suministro y consumo, han de disponer de una serie de conductos adicionales que comuniquen el interior y exterior, estos serán los siguientes:

- * Conducto de venteo
- * Conducto de entrada de nitrógeno expandido
- * Conducto para las sondas de nivel

Conducto de venteo

También denominado como de alivio o desalaje, este conducto comunica el recipiente interior con el ambiente exterior, su función es servir de vía de escape al vapor de nitrógeno saturado a presión atmosférica, procedente tanto de la expansión directa en la válvula, como de la evaporación del líquido del vaso consecuencia tanto del intercambio térmico con el serpentín, como de las entradas de calor procedentes del ambiente exterior.

Respecto al material simplemente comentar que de entre los ya comentados para estas aplicaciones criogénicas, en este caso en base a requerirse una baja conductividad térmica, y un elevado límite elástico y resistencia a la tracción ¹, se recomienda optar por el mismo material que para los depósitos, es decir cualquiera de los aceros inoxidables entonces relacionados.

Opcionalmente se podría colocar en este conducto una válvula de sobrepresión, que solo abra cuando la presión interior alcance un valor máximo, aliviándose la misma mediante la evacuación del exceso de vapor.

No obstante puesto que la producción de vapor es continua y siempre habrá sobrepresión, y especialmente porque en este caso concreto una ligera sobrepresión adicional supondrá un leve incremento de la temperatura del líquido del vaso, por lo que el salto térmico sería menor, y en consecuencia la efectividad del intercambio así como el rendimiento del equipo quedarían resentidos.

Por otro lado debe tenerse en cuenta la posibilidad de arrastre por parte del vapor, de gotas de líquido a través de este conducto, especialmente en el momento de la puesta en marcha. al efecto de evitar este peligro, se debe disponer de algún elemento protector.

Básicamente se puede optar por colocar un elemento calefactor que las evapore, o bien colocar una rejilla que las retenga, o sencillamente y este será el caso más práctico realizar el conducto de alivio suficientemente largo y acodado como para

¹ Téngase en cuenta que este conducto ayudará también a soportar parte del peso del recipiente interior.

permitir que la propia transmisión de calor desde el exterior acabe por evaporar las gotas de líquido.

De cara al dimensionado de este conducto y en base a la antedicha diferencia de orígenes del vapor, se deben diferenciar dos casos, por un lado el régimen de funcionamiento normal y por otro el régimen de puesta en marcha.

Como es previsible en el régimen de puesta en marcha todo el caudal de suministro se desvía al objeto de alcanzar el nivel deseado en el vaso, como quiera que inicialmente todo el equipo se encuentra a temperatura ambiente, parece razonable pensar¹ que debido al choque térmico inicial, en los primeros instantes de esta puesta en marcha, prácticamente todo el caudal 100 l/h de líquido pase a fase vapor, con lo que en base a la diferencia de densidades supone un caudal volumétrico máximo a través del conducto de venteo de 0,00475 m³/s.

Una vez conocido el caudal máximo que circulará por el conducto, queda también establecida la relación entre el diámetro interior del mismo y la velocidad de circulación del vapor, ya que el producto de ésta por la sección marcada por aquel, debe ser constante e igual al caudal volumétrico máximo de vapor estimado. El cuadro mostrado a continuación, no pretende sino exponer a título ilustrativo algunos de estos valores.

Velocidad [m/s]	11	15	20
Diámetro [mm]	23,4	20,1	17,4

Tabla 5.3 *Relación entre el diámetro interior del conducto de venteo y la velocidad máxima posible, en los instantes iniciales de la puesta en marcha del equipo*

Con respecto al régimen normal de funcionamiento, el vapor circulante por este conducto tendrá su origen en diferentes aportaciones:

¹ En todo caso esta consideración se realiza con un claro criterio conservador, ya que nos sitúa en la hipótesis más desfavorable.

- * Evaporación del líquido del vaso, como consecuencia del intercambio térmico con el líquido del serpentín. En este caso, la situación más desfavorable, en la que se produciría la máxima cantidad de vapor, es aquella en la que circula por el serpentín el máximo caudal de líquido a la máxima presión (0,5 MPa), y además este se encuentra totalmente sumergido en el vaso. En definitiva el subenfriamiento sería máximo, al igual que el valor de la potencia transmitida que resultaría valer alrededor de $\dot{q} = 500 \text{ W}$.
- * También se habría de considerar una cierta cantidad procedente de la evaporación del líquido del vaso, pero en este caso debido a las ganancias de calor procedentes del ambiente exterior, a través fundamentalmente del aislante. Sin embargo como se pone de manifiesto en el capítulo de resultados, esta potencia es varios órdenes de magnitud inferior a la anterior, por lo que la desconsideración para con ella no será relevante.
- * Por último debe contemplarse también el vapor producido, no como consecuencia de una aportación de calor, sino en base a la expansión producida en la válvula que abastece de líquido al recipiente con objeto de reponer las pérdidas, considerando que el título del cual para el caso más desfavorable, de pasar de 0,5 a 0,1 MPa, es $X = 0,17667$.

A partir de los balances de masa y energía se obtiene la siguiente expresión para el caudal de vapor circulante en régimen normal, en función del título ante indicado, del calor latente de vaporización a 0,1 MPa (199685,73 J/kg), de la densidad de vapor también a la presión atmosférica (4,55 kg/m³), y de la potencia ganada por el líquido del vaso.

$$\dot{Q}_{vent} = \frac{\dot{q}}{h_{lg} \rho_v (1 - X)}$$

En estas condiciones extremas se obtiene un valor de este caudal másico de 0,00292 kg/s, y volumétrico de 6,42E-4 m³/s, el cual es de un orden de magnitud inferior al que obteníamos para la puesta en marcha, por lo que las velocidades en este caso estarán notablemente por debajo de aquellas, y por tanto no se presentarán problemas de ningún tipo en este régimen.

Por lo que hace referencia al grosor de la pared de este conducto, indicar que calculado el necesario para soportar la presión diferencial máxima entre interior y exterior correspondiente a 0,2 MPa, se obtiene un valor muy reducido, motivo por el que a efectos prácticos, se opta por sobredimensionarlo tomando un valor para el mismo de 1 mm.

Conducto de reposición de nitrógeno expandido

Con respecto al material seguir la misma pauta que para el anterior, y lo mismo sirve en lo que toca al grosor, pues 1 mm sigue siendo un valor sobredimensionado a pesar de que en este caso la presión diferencial máxima resulta ser de 0,6 MPa.

El caudal másico máximo que pueda circular por este conducto, será el mismo que lo hacía por el de venteo durante la puesta en marcha, si bien aquí a priori una fracción del mismo está en fase líquida. Si como antes nos situamos en el caso más desfavorable, y consideramos con un criterio conservador, que al estar este conducto inicialmente a temperatura ambiente, se producirá en el primer instante la evaporación de todo el líquido, como consecuencia del choque térmico, podemos aplicar a este conducto la misma tabla de relación diámetro - velocidad que para el anterior¹.

Para el régimen de funcionamiento normal, el caudal másico circulante también coincidirá con el antes calculado para el de venteo (0,00292 kg/s), si bien ahora para determinar el caudal volumétrico debe tenerse en cuenta que se trata de una mezcla líquido - vapor a 0,1 MPa, con un título de 0,17667. En estas condiciones se obtiene la expresión y valor siguientes

$$\dot{Q}_{rep} = \dot{m} \left[\frac{X}{\rho_l} + \frac{(1-X)}{\rho_v} \right] = 1,1636E-4 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Valor como era previsible todavía inferior al del conducto de venteo, por lo que la relación velocidad - diámetro, en este caso será todavía menor que en aquel.

¹ En este caso, puesto que la inercia térmica del metal será escasa, el transitorio será previsiblemente muy corto, menor que en el caso del tubo de venteo, por lo que la aplicación del mismo criterio, resulta en este caso más conservador que en aquel.

Conducto para las sondas de nivel

Se trata sencillamente de habilitar una comunicación del recipiente interior hacia en entorno exterior, al objeto de poder introducir y posicionar las sondas de nivel necesarias para el gobierno del subenfriador.

Puesto que no se pretende que a su través circule vapor¹, su diámetro se establecerá como el necesario para la introducción y extracción de las sondas. Respecto a su grosor nuevamente repetir el valor de 1 mm.

Cabría por último para finalizar este apartado relativo a los conductos del equipo, el realizar un breve comentario aclaratorio con respecto a la potencia térmica adicional que procedente del ambiente exterior, se introduce en el vaso, como consecuencia de la presencia de estos conductos.

Bien es cierto que los mismos son metálicos, y por tanto de elevada conductividad, ahora bien debe tenerse en cuenta que no están en contacto con el líquido, sino únicamente con el vapor, y además se encuentran refrigerados por el mismo. Consecuencia de ello la sobreevaporación de líquido expandido que pueda producirse, imputable a la presencia de los conductos es a efectos prácticos absolutamente menospreciable, con lo que no será tenida en cuenta a lo largo de este estudio.

5.3.- SUPERFICIE DE TRANSMISIÓN Y NIVEL DE LÍQUIDO

Las características geométricas mencionadas del serpentín y recipiente interior, junto con la ubicación respectiva del primero dentro del segundo, son las que determinarán que superficie de transmisión se presenta (dada por el la circunferencia del tubo y la longitud efectiva del mismo) para un nivel de líquido expandido dado.

¹ Si bien ello no supone ningún inconveniente, antes al contrario permitiría reducir la velocidad en el conducto de venteo.

En este apartado trataremos de resumir la formulación que conduce a determinar esta relación *Longitud efectiva (Superficie) - Altura*. La misma función de unos parámetros tales como :

- * El diámetro de la helicoide.
- * El paso de la helicoide.
- * Diámetro y espesor del tubo que conforma el serpentín.

Debe tenerse en cuenta que esta longitud efectiva, ancho y altura que ocupará el serpentín en su conformación final, será la que básicamente servirá de referencia para dimensionar a su vez el recipiente que lo contendrá.

Las medidas se han realizado siempre tomando como referencia de las distancias el eje del tubo serpentín.

La parte del serpentín por la que entra el nitrógeno líquido, hasta su punto más bajo se ha denominado entrada o helicoide, mientras que la parte de serpentín desde el punto más bajo hasta el punto de salida del nitrógeno líquido se nombrará como salida. La longitud total del serpentín sumergida en el nitrógeno líquido a presión atmosférica, calculada por el programa de dimensionado para conseguir el subenfriamiento deseado, será lógicamente la suma de ambas.

No se incluyen aquellos tramos de tubo que no estarán sumergidos en el líquido y que unirán el serpentín con el fondo superior del recipiente interior. Dichos tramos estarán comprendidos en el volumen superior del recipiente que corresponderá al volumen de seguridad que no deberá llenarse de nitrógeno líquido.

Con respecto a la entrada, si desplegamos la longitud del helicoide ésta será la hipotenusa de un rectángulo cuyo cateto horizontal sería la longitud de la circunferencia correspondiente a un paso de helicoide multiplicada por el número de pasos total, y el cateto vertical sería el número de pasos total multiplicado por el paso de la helicoide, por lo tanto la expresión será:

$$L_{hel} = \sqrt{(n \mathcal{P})^2 + (n \pi D_{hel})^2} = n \sqrt{\mathcal{P}^2 + (\pi D_{hel})^2}$$

Asimismo la salida se compondrá de dos partes, la propia tubería vertical de retorno y la unión del punto más bajo de la helicoide con el tramo de retorno, por lo que la longitud total de la salida será la suma de ambos retorno y unión .

La longitud del tubo de retorno será igual a la altura que ocupe la helicoide, número de pasos multiplicado por el paso, restándole la altura del tramo unión helicoide-retorno.

$$L_{ret} = Z_{ret} = Z_{hel} - Z_{uni}$$

$$L_{ret} = n \mathcal{P} - D_{hel}$$

La longitud de la unión de la helicoide con la tubería de retorno se ha calculado mediante una aproximación igual a la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de las longitudes de las proyecciones en los planos YZ y en el plano XY :

$$L_{uni} = \sqrt{L_{XY}^2 + L_{YZ}^2}$$

las longitudes de las proyecciones serán ahora:

$$L_{XY} = \frac{\pi \mathcal{Q}}{2} \qquad L_{YZ} = \frac{\pi D_{hel}}{4}$$

donde :

$$\mathcal{Q} = \sqrt{\left(\frac{D_{hel}}{2}\right)^2 + \left[\frac{D_{hel}}{2} - (D_o + 0,01)\right]^2}$$

En definitiva la longitud total del serpentín será:

$$L_{serp} = L_{hel} + L_{ret} + L_{uni}$$

La debemos relacionar con el nivel de líquido, o lo que es igual con la altura efectiva del helicoide marcada por ese nivel, que será función del número de pasos del mismo sumergidos en el líquido, por lo que si desarrollamos la expresión anterior directamente tendremos la longitud del serpentín en función del número de pasos.

$$L_{serp} = n \sqrt{\mathcal{P}^2 + (\pi D_{hel})^2} + (n \mathcal{P} - D_{hel}) + \pi \sqrt{\left(\frac{D_{hel}}{4}\right)^2 + \left(\frac{g}{2}\right)^2}$$

Teniendo en cuenta que podemos expresar la altura del serpentín (igual a la del helicoide) Z_{serp} , en función del número de pasos, y que además aquella se relaciona con el nivel de líquido total desde el fondo del vaso, menos el nivel muerto Z_{nul} cuya expresión aparece en la página 38.

$$n = \frac{Z_{serp}}{\mathcal{P}} = \frac{Z_{llq} - Z_{nul}}{\mathcal{P}}$$

$$L_{serp} = \frac{Z_{llq} - Z_{nul}}{\mathcal{P}} \left(\mathcal{P} + \sqrt{\mathcal{P}^2 + (\pi D_{hel})^2} \right) - D_{hel} + \pi \sqrt{\left(\frac{D_{hel}}{4}\right)^2 + \left(\frac{g}{2}\right)^2}$$

Expresiones de las que podemos aislar el número de pasos, y por tanto la altura del serpentín, para una longitud dada del mismo L_{serp}

$$n = \frac{Z_{serp}}{\mathcal{P}} = \frac{Z_{llq} - Z_{nul}}{\mathcal{P}} = \frac{L_{serp} + D_{hel} - \pi \sqrt{\left(\frac{D_{hel}}{4}\right)^2 + \left(\frac{g}{2}\right)^2}}{\mathcal{P} + \sqrt{\mathcal{P}^2 + (\pi D_{hel})^2}}$$

6.- PLANTEO DE LA RESOLUCIÓN

Evidentemente en este apartado, tal y como ha quedado reflejado en la introducción y en el análisis de la literatura, se parte de una vasta documentación que hace referencia a la teoría de cálculo de cambiadores de calor desde el punto de vista de la termodinámica (desde el aspecto mecánico ha sido brevemente abordado en el capítulo anterior). Sin embargo como también se ha puesto de manifiesto con anterioridad, la misma suele ser de carácter mas de tipo general que no específico para el sector en que se centra nuestra investigación.

Quiere decir esto por tanto, que no pretendemos en él sino poner de manifiesto, el estado de la cuestión por lo que afecta a las bases y formulaciones que configuran el cálculo y dimensionado de cambiadores de calor. Se trata por tanto de un capítulo con una componente expositiva teórica manifiesta.

No obstante como la metodología que se pretende establecer desde aquí, va más allá del mero diseño y dimensionado del subenfriador, abordaremos además del planteo propio necesario para el cálculo del mismo, otros aspectos relativos a la mejora y optimización que se pretende realizar. En consecuencia todo nuestro esfuerzo a lo largo de este capítulo se centrará en desarrollar la formulación necesaria que conlleva el planteo de estos aspectos, y que a continuación relacionamos:

- * Análisis de diferentes los métodos de cálculo de cambiadores, y su aplicación específica al tipo de subenfriadores en que se centra la investigación.
- * Planteo de la resolución del problema directo ¹.
- * Planteo de la resolución del problema inverso.
- * Determinación del rendimiento másico del equipo.

¹ Problemas directo e inverso comentados en el capítulo introductorio de esta tesis.

- * Proceso de cálculo del óptimo espesor de aislante
- * Formulación para la determinación de la ubicación o subenfriamiento óptimos para el subenfriador.

En los siguientes apartados entraremos con detalle en la formulación requerida, para la implementación informática que conduzca a la resolución de cada uno de estos requerimientos.

6.1.- PLANTEAMIENTO DE LAS ECUACIONES QUE RIGEN LA TRANSMISIÓN DE CALOR EN CAMBIADORES

Para el cálculo térmico de recuperadores¹, básicamente la literatura aporta dos formulaciones diferenciadas, y aunque dentro de cada una de ellas podemos encontrar singularidades que permitirían profundizar en la clasificación, ello no son más que matices que en el fondo no suponen una rotura radical con los orígenes.

Sea cual sea la formulación, lógicamente se parte siempre de unos principios elementales y de las ecuaciones básicas de la transmisión de calor, que aquí meramente nos limitamos a señalar y hacer uso de todo ello.

En este sentido nos estamos refiriendo a los métodos F (MLDT) y P (NTU)², los cuales están ampliamente difundidos a lo largo de la literatura [ROH2 85, ...], y son universalmente aceptados y aplicados. Cabe decir al respecto que si bien ambos permiten resolver los dos tipos de problemas directo e inverso, debe reconocerse que están mejor enfocados respectivamente hacia cada uno de ellos.

¹ Los entenderemos como aquellos cambiadores de calor, en los que dos fluido circulan por el simultáneamente, y uno cede energía térmica a otro, estando separados entre si por un medio sólido sin que exista por tanto contacto físico entre ambos.

² También conocido como de los parámetros P , R y N .

6.1.1.- Ecuaciones básicas de transmisión de calor

La potencia transmitida entre dos zonas 1 y 2 a diferente temperatura, se puede expresar de forma general en los términos que refleja la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_{12} = \frac{\Delta T_{12}}{\mathbb{R}_{12}}$$

Esta expresión es lógicamente válida también para la transmisión en cambiadores, tomando en cada caso la resistencia y el salto térmico la forma adecuada, en función de las condiciones y geometría del problema.

El proceso que tiene lugar en un cambiador de calor implica a tres elementos: los dos fluidos entre los que se ha de realizar la transmisión de calor, y el medio de separación entre ambos, a través del cual se realizará la misma, que no es sino el cambiador en si. En nuestro caso se tratará de nitrógeno líquido en convección forzada interior a un tubo, nitrógeno saturado y con cambio de fase o convección natural exterior a él, y el medio de separación será el propio tubo o serpentín.

En consecuencia la resistencia térmica en este caso será la asociación en serie, y por tanto suma, de las resistencias simples de los tres elementos anteriores. La inversa de esta resistencia es lo que se denomina conductancia térmica equivalente, y su valor por unidad de superficie se define como el coeficiente global de transmisión (U).

$$\mathbb{R} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \mathbb{R}_{COND} + \frac{1}{h_o A_o}$$

Para el caso concreto del serpentín la relación de superficies de transmisión, no es sino la relación entre los diámetros interior y exterior del tubo, con lo que resulta:

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + \mathbb{R}'_{COND} + \frac{1}{h_o}} = \frac{U_i D_i}{D_o}$$

Es precisamente el valor de este coeficiente, el que proporciona una idea de la calidad de la transmisión, y en definitiva del cambiador, puesto que no representa sino una conductancia por unidad de superficie, y dado que en los cambiadores en general, y en nuestro caso en particular, las superficies exterior e interior pueden diferir, es preciso especificar a cual de ellas está referido.

Por otro lado en los cambiadores no es evidente cual es la diferencia de temperaturas, puesto que la misma varia en función de la posición considerada, motivo por el que se ha de hacer referencia a un valor efectivo de la misma, el cual deberá definirse adecuadamente en cada caso.

Aplicando el coeficiente global de transmisión, y la diferencia de temperaturas efectiva, la ecuación de la potencia transferida en el subenfriador resulta :

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ef} = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T_{ef} = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{ef}$$

A la vista de esta ecuación y en base a lo comentado, se deduce fácilmente que para determinar la superficie de un cambiador que transmita una cierta potencia, es necesario determinar las otras dos magnitudes U y ΔT_{ef} . Es por ello que con respecto al coeficiente global, cabe decir que por la importancia e interés que cobran los elementos que en él intervienen, se le dedica por entero el próximo capítulo, en el que con detalle se analizan los diferentes coeficientes de convección que aparecen en el problema, así como las resistencias de conducción, además de otros términos que también resultarán necesarios con posterioridad.

6.1.2.- Diferencia de temperatura efectiva. Método F (MLDT)

Tal como se ha comentado la diferencia de temperatura entre los fluidos que circulan por el cambiador, variará a lo largo del recorrido de los mismos, de tal manera que la misma no es sino un valor que verifica de una manera efectiva, la ecuación de transmisión de calor anterior.

Una vez conocida la potencia, superficie y coeficiente global es evidente su cálculo, sin embargo lo que interesa es poder determinar su valor a priori y no a posteriori, partiendo para ello únicamente de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos.

Cabe decir que ello resulta complejo, y es prácticamente imposible formular una expresión completa de carácter general, pues dependerá en cada caso concreto de las características físicas y configuración del cambiador, y si bien es cierto que se puede representar como el producto F ($MLDT$) = ΔT_{ef} , la dificultad continua existiendo, pues esta no ha hecho sino trasladarse a la determinación del coeficiente F en cada caso.

Sin entrar en excesivo detalle, simplemente comentar que esta formulación toma su origen de cambiadores en los que la temperatura de uno de los fluidos (o bien la de la pared) es constante, en ellos la diferencia efectiva ΔT_{ef} , no es sino la media de las diferencias de temperaturas extremas, pero eso si la media logarítmica $MLDT$ ¹.

La expresión de la misma es sencilla. Si llamamos ΔT_1 y ΔT_2 a las diferencias de temperatura en los extremos 1 y 2 del cambiador, tendremos la expresión general de la misma, que podemos particularizar para el caso mencionado de T constante (ctte), que es particularmente el que nos interesa.

$$\Delta T_{ef} = MLDT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{T_1 - T_F}{\ln \frac{T_{ctte} - T_F}{T_{ctte} - T_1}}$$

Por la sencillez de su determinación, hay autores (especialmente pero no de forma exclusiva en la literatura temprana) que extienden su campo de aplicación más allá de estos casos particulares, y para ello proceden a la modificación de la expresión anterior multiplicándola por un factor de corrección F , que dependerá en cada caso de la geometría y configuración del cambiador.

En cualquier caso es opinión de este autor que no debemos obstinarnos en aplicar expresiones más allá de lo que puramente permiten, procediendo continuamente a su corrección, que como en este caso suele ser compleja y además particularizada, sino que se debe cuanto menos intentar optar por la búsqueda de otra nueva alternativa de carácter general, partiendo de las ecuaciones de balance.

¹ Iniciales del castellano de: Media Logarítmica de las Diferencias de Temperaturas.

De hecho un sencillo análisis de las gráficas y expresiones encontradas en la literatura, para este factor corrector, pone de manifiesto que el mismo se expresa a su vez, definitivamente en función de otros parámetros, que curiosamente no son sino los P y R , que forman parte del otro método de cálculo comentado a continuación.

6.1.3.- Parámetros P , R y N . Método P (NTU)

Es una alternativa directa al cálculo del coeficiente F , para aquellos casos en que la (MLDT) pierde validez. Este método es una ligera variante respecto al de la eficiencia, denominado ϵ (NTU), presentando la ventaja respecto a este de que los diferentes parámetros que intervienen, no se han de referenciar necesariamente respecto al fluido de capacidad calorífica mínima.

Al igual que antes no entraremos en detalle acerca de la deducción del método y los parámetros, simplemente nos limitaremos a exponerlos ¹.

$$P_h = \frac{(\Delta T)_h}{(\Delta T)_l} = \frac{(T_h)_l - (T_h)_F}{(T_h)_l - (T_c)_l}$$

$$R_h = \frac{\dot{C}_h}{\dot{C}_c} = \frac{(\Delta T)_c}{(\Delta T)_h}$$

$$N_h = \frac{U A}{\dot{C}_h}$$

La aplicación de este método se basa en que gracias a la integración del balance de energía a lo largo del cambiador, se obtiene una ecuación específica para cada caso, que relaciona precisamente los tres parámetros anteriores [RUI 94].

Para el caso concreto que abordamos en este estudio, la temperatura del fluido exterior corresponde a la de saturación a presión atmosférica, y es por lo tanto constante, con lo

¹ Se muestra la expresión de los parámetros referidos al fluido caliente (subíndice h), no obstante, se definen de idéntica manera para el frío, siendo en cualquier caso todos subíndices intercambiables simultáneamente en todas las expresiones.

que la diferencia de temperaturas del fluido frío resulta nula, por lo que en definitiva el parámetro R_h también es nulo. En estas condiciones se puede comprobar fácilmente que las diferentes expresiones de esta ecuación, se independizan de la geometría y unifican en la siguiente fórmula:

$$P_h = 1 - \exp(-N_h)$$

A continuación resumimos la aplicación de ambos métodos para el cálculo de cambiadores de calor, y en particular para nuestra aplicación concreta.

6.2.- METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA DIRECTO

Se trata de determinar la superficie de transmisión que debe tener un cambiador para verificar unas determinadas prestaciones. Se partirá para ello del conocimiento de las mismas, que en definitiva se resumen en los siguientes datos

$$\dot{C}_h, \dot{C}_c, (T_h)_I, (T_h)_F, (T_c)_I, (T_c)_F$$

Debiendo verificarse el balance de energía entre ambos fluidos

$$\dot{C}_h [(T_h)_I - (T_h)_F] = \dot{C}_c [(T_c)_F - (T_c)_I]$$

Tal como se ha comentado con anterioridad cada uno de los dos métodos anteriores, puede resolver indistintamente los problemas directo e inverso, si bien desde un punto de vista general, de cara al primero de ellos resulta ser el método F (MLDT) el que se adapta mejor a su resolución.

Efectivamente tras la previa y siempre ineludible determinación de coeficiente global de transmisión, basta sustituir la diferencia de temperaturas efectiva por el valor calculado de la media logarítmica corregida en la expresión de la potencia transferida, para que

resulte inmediato el poder despejar de la misma de una forma explícita la superficie de transmisión de calor.

$$A = \frac{\dot{q}}{U F(\text{MLDT})}$$

En el caso de subenfriador que nos ocupa, al haber un fluido con temperatura constante, el proceso se simplifica más si cabe, ya que no es necesario cálculo alguno para determinar el factor corrector, puesto que el mismo es igual a la unidad.

Si se opta por la aplicación del otro método, el proceso aun siendo sencillo, es algo más laborioso, pues constará de los siguientes pasos ¹:

* Calcular
$$P_h = \frac{(\Delta T)_h}{(\Delta T)_l} = \frac{(T_h)_l - (T_h)_F}{(T_h)_l - (T_c)_l} = \frac{T_l - T_F}{T_l - T_{sat}}$$

$$R_h = \frac{\dot{C}_h}{\dot{C}_c} = \frac{(\Delta T)_c}{(\Delta T)_h} = 0$$

* Calcular N_h con la fórmula $f(P, R, N)=0$;
$$N_h = \ln \frac{1}{1 - P_h}$$

* Determinar el coeficiente global de transmisión U

* finalmente calcular
$$A = \frac{N_h \dot{C}_h}{U}$$

Como no podía ser de otra forma los dos métodos han de conducir al mismo resultado, y efectivamente se comprueba que si desarrollamos las dos expresiones finales de la superficie en cada caso, y las dejamos en función del coeficiente global y los datos de partida, se obtiene la ecuación que se expone seguidamente.

¹ se expone en cada caso, al lado de la expresión general, la particular para el subenfriador objeto de estudio.

$$A = \frac{\dot{C}_h}{U} \ln \frac{T_I - T_{sat}}{T_F - T_{sat}}$$

6.3.- METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA INVERSO

En este caso se trata de determinar las prestaciones, esto es temperaturas finales y potencia transferida, para un cambiador de configuración y dimensiones conocidas. Se partirá para ello de los siguientes datos:

$$A, \dot{C}_h, \dot{C}_c, (T_h)_I, (T_c)_I$$

Para la resolución de este problema, resulta especialmente adecuado el método de los parámetros P , R y N , en el que básicamente aparece una única temperatura incógnita en el primero de ellos, por lo que una vez calculado a partir de los otros dos, bastará sencillamente con despejarla. Los pasos los podemos detallar como sigue:

* Determinar el coeficiente global de transmisión U

* Calcular

$$N_h = \frac{U A}{\dot{C}_h}$$

$$R_h = \frac{\dot{C}_h}{\dot{C}_c} = \frac{(\Delta T)_c}{(\Delta T)_h} = 0$$

* Obtener P_h con la fórmula $f(P, R, N)=0$ $P_h = 1 - \exp(-N_h)$

* Calcular finalmente

$$(T_h)_F = (T_h)_I - [(T_h)_I - (T_c)_I] P_h \Rightarrow T_F = T_I - [T_I - T_{sat}] P_h$$

Con lo que para el caso de nuestro subenfriador se obtendría definitivamente la siguiente expresión de la temperatura a la salida del serpentín:

$$T_F = T_{sat} + (T_I - T_{sat}) \exp \left[- \frac{U A}{\dot{C}_h} \right]$$

A partir de esta temperatura es sencillo obtener el valor de la potencia gracias a la relación entre la misma y la (MLDT), que resulta ahora inmediata de calcular.

Si se intenta aplicar el método F (MLDT) para resolver este problema en el caso general, resulta que no hay posibilidad de aislar de forma explícita ninguna de las incógnitas (temperaturas finales), puesto que se ha de resolver un sistema de dos ecuaciones no lineales, resultado de igualar la potencia transmitida, con las potencias ganada y cedida respectivamente por los fluidos frío y caliente.

$$\dot{q} = U A F(MLDT) = \dot{C}_h (\Delta T)_h = \dot{C}_c (\Delta T)_c$$

Además se añade la dificultad de incorporar el coeficiente corrector, usualmente graficado en función de la geometría, y que también depende de las temperaturas desconocidas, lo que conduce a un proceso iterativo en la resolución del problema.

No obstante estas dificultades, en el caso que nos ocupa al ser el coeficiente igual a la unidad, y sólo existir una temperatura final como incógnita, el problema se reduce simplemente a la resolución de una ecuación. Ésta no es sino la misma expresión en la que despejábamos el área en el apartado anterior, y donde podemos operar y despejando de forma explícita la temperatura buscada, coincidiendo la expresión, como era de esperar, con la misma solución que se ha señalado para el otro método.

6.4.- PROBLEMÁTICA DE LA VARIACIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL A LO LARGO DEL SUBENFRIADOR

6.4.1.- Invalidez de los métodos de cálculo

Toda la formulación de las dos metodologías anteriores, parte de una simplificación que solo se pone de manifiesto a la hora de realizar la integración de las ecuaciones diferenciales que conducen a ellas. Esta no es otra que la de considerar para facilitar precisamente esa integración, que el coeficiente global de transmisión es constante en cualquier zona del cambiador.

En general esta es una hipótesis que rara vez se verifica de forma absolutamente rigurosa, sin embargo en la mayoría de ocasiones, cuando el coeficiente varía poco¹, la consideración de un valor medio para el mismo, permite obtener resultados suficientemente válidos.

Sin embargo en ocasiones, y en este caso se enmarca nuestro subenfriador, la desviación del coeficiente global, respecto a un posible valor medio es notable, motivo por el que de aplicar la formulación anterior directamente al serpentín se obtendrían con seguridad resultados erróneos.

Nos encontramos por tanto con una nueva dificultad singular para el cálculo del subenfriador, la enorme variación del coeficiente entre la zona inicial y la final del serpentín². Para solventar este problema, haciendo válida toda la formulación anterior, se recurre a la discretización del serpentín, esto supone considerarlo como la sucesión en serie de una gran cantidad de pequeños tramos de tubo, lo suficientemente cortos como para que en cada uno de ellos por separado, si se pueda aceptar la consideración de que el coeficiente global de transmisión es constante.

¹ Generalmente se debe únicamente a la variación de las propiedades de los fluidos, y por tanto de los coeficientes de convección, con la temperatura.

² Considérese, tal como se cuantifica en el próximo capítulo, que el coeficiente de convección en el exterior del serpentín, puede responder inicialmente a una convección en ebullición nucleada, para finalmente reducirse a una simple ebullición incipiente (convección natural).

De esta forma el problema del cálculo del serpentín, se convierte en la resolución por separado y sucesiva, de un elevado número de cambiadores elementales, cada uno de los cuales tendrá su propio coeficiente global, y en el que la temperatura de salida de cada uno será la de entrada del siguiente.

Mediante este sistema, que no es sino el equivalente a una integración de tipo numérico, de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el cambiador, podremos tanto determinar la superficie (longitud) del serpentín necesaria, como la temperatura de salida del nitrógeno del mismo en función de la altura del nivel del vaso.

Para ello se hace absolutamente necesario el recurrir a la implementación de un programa informático, que facilite de forma ágil y rápida la realización iterativa y repetitiva de todos los cálculos necesarios.

En este sentido se han desarrollado específicamente, dos programas uno para abordar el problema directo de dimensionado, y otro el inverso de prestaciones.

- * Programa para el cálculo de la longitud necesaria, para conseguir un subenfriamiento predeterminado en el caudal de nitrógeno.
- * Programa para la determinación del subenfriamiento y la temperatura de salida del nitrógeno del serpentín, en función de la longitud de este que se encuentre sumergida en el líquido expandido, y por tanto de la superficie de intercambio.

Para entrar en un análisis más exhaustivo sobre los algoritmos de estos programas, nos podemos dirigir al apéndice correspondiente al *software*, desarrollado al efecto, donde se expone un resumen de los análisis descendentes correspondientes a los mismos.

En el capítulo dedicado a la implementación de esta metodología, obtención y análisis de resultados, se muestran unas tablas y sus correspondientes gráficas, donde se aprecia la variación de los coeficientes, pudiendo determinarse con bastante precisión, gracias a la metodología utilizada, incluso el punto de intersección de las curvas de valores correspondientes a ebullición nucleada e incipiente, aunque como se pone de manifiesto en el mencionado capítulo, esa transición no siempre tiene lugar, presentándose únicamente para diámetros de tubo elevados, o si se realizan diseños para solicitudes de subenfriamiento muy elevadas.

6.4.2.- Determinación de valores locales para ebullición incipiente

Los valores del coeficiente de convección natural que proporcionan las expresiones formuladas en el capítulo dedicado a ello, son valores medios para la longitud total de tubo considerada en cada caso. Debido a la problemática que aparece con la aplicación de la metodología de cálculo de cambiadores y la solución propuesta para subsanarla, se requiere del manejo para cada elemento, del valor local de este coeficiente en el mismo.

Por este motivo debemos exponer ahora la metodología mediante la cual conseguimos pasar de los valores medios a los de carácter local, en los que por tanto se tiene en cuenta el efecto de la ebullición incipiente en los tramos anteriores. Ello es debido a que el coeficiente de convección es función del número de Rayleigh ¹, y por tanto es función de toda la longitud anterior al tramo actual para la que se ha producido ebullición incipiente.

Para cada tramo o elemento Δx , se calculará el coeficiente de ebullición a partir de los correspondientes a dos longitudes :

- * Una abarcará desde la posición de inicio de ebullición incipiente hasta el tramo actual de cálculo, éste incluido.
- * La otra será igual a la anterior menos el tramo actual Δx .

A partir de los dos coeficientes anteriores, y mediante un balance de potencias para las diferentes longitudes y la del tramo, se puede hallar el coeficiente de convección del tramo actual.

$$\dot{q}_L = \dot{q}_{L-\Delta x} + \dot{q}_{\Delta x}$$

El flujo de potencia para un tubo de longitud dada se halla, en función del coeficiente y temperatura de pared medios, a partir de la expresión general

¹ En el caso de cilindros verticales, en los que tendrá lugar para nuestro problema, este se define en función del diámetro y de la longitud.

$$Ra^* = Gr^* Pr = \frac{\beta g (T_0 - T_\infty) D^4}{\nu \alpha L}$$

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_L = \bar{h}_L (\bar{T}_{0_L} - T_{eb})$$

con lo que sustituyendo para cada longitud en el balance resulta:

$$h(L) \Delta x [T_0(L) - T_{eb}] = \bar{h}_L L (\bar{T}_{0_L} - T_{eb}) - \bar{h}_{L-\Delta x} (L - \Delta x) (\bar{T}_{0_{L-\Delta x}} - T_{eb})$$

Despejando el coeficiente de convección local del tramo actual en la posición L :

$$h(L) = \frac{L (\bar{T}_{0_L} - T_{eb}) \bar{h}_L - (L - \Delta x) (\bar{T}_{0_{L-\Delta x}} - T_{eb}) \bar{h}_{L-\Delta x}}{\Delta x [T_0(L) - T_{eb}]}$$

siendo la temperatura de pared media para la longitud L , calculada mediante una ponderación con la longitud, entre los valores de la temperatura del último tramo y la media de la correspondiente a la longitud hasta el inicio del mismo:

$$\bar{T}_{0_L} = \frac{(L - \Delta x) \bar{T}_{0_{L-\Delta x}} + \Delta x T_0(L)}{L}$$

En cuanto a la determinación de la temperatura de pared en cualquier punto o zona, entremos en ello en el siguiente apartado.

6.4.3.- Obtención de la temperatura de pared

Como se ha visto para obtener el coeficiente de convección (local o medio para una longitud dada), es preciso conocer la temperatura de la superficie, pero sucede que la misma dependerá del flujo de potencia que tenga lugar, y para determinar el mismo, es preciso conocer los coeficientes de convección.

Estamos por tanto ante un ciclo vicioso, del que únicamente podemos salir mediante un proceso iterativo alrededor del mismo, en el que los valores de todas las variables converjan hacia resultados estables.

Para ello se deberá en primer lugar, suponer los valores de las temperaturas de las superficies interior y exterior, a partir de ellas¹ se calculan los coeficientes de convección, y con estos el coeficiente global. A partir de este y de las temperaturas de los fluidos, se obtiene la potencia o flujo de potencia, y finalmente a partir de este valor, se recalculan las temperaturas de pared, en base a las resistencias de convección individuales en cada cara del serpentín.

Si estas temperaturas no coinciden con las supuestas, se corrigen las mismas, y se reinicia de nuevo. Se irá realizando este proceso hasta que los valores supuestos y obtenidos para dichas temperaturas coincidan.

En el análisis descendente resumido del programa de dimensionado del serpentín se expone con más detalle este procedimiento, no obstante para mas información puede entrarse en profundidad sobre el proceso de cálculo, analizándose el propio programa informático correspondiente.

6.5.- DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO MÁSIICO DEL EQUIPO

Se define aquí la que sin duda resulta ser una magnitud importante en el diseño del equipo, pues de alguna manera representa el coste unitario de funcionamiento del mismo, motivo este por el que conviene mantenerla bajo control.

A continuación definiremos con ayuda de la figura, los valores o características de las propiedades, para los diferentes caudales de fluido que se dan en los puntos del sistema.

¹ También podrían entrar dentro de las suposiciones y en el proceso iterativo, o bien ser alternativas a las temperaturas de pared, otras variables para iniciar el mismo, como serían las temperaturas de los fluidos.

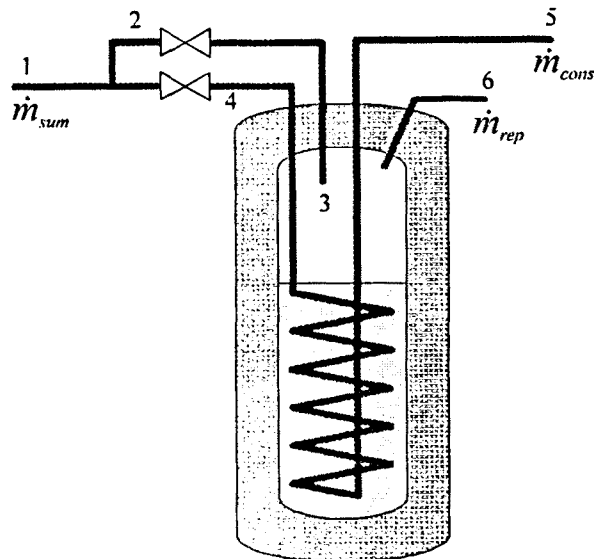


fig. 6.1 Puntos característicos del sistema, para el estudio del rendimiento másico

6.5.1.- Características de los puntos del sistema

Punto 1: líquido saturado de suministro

Caudal de suministro: $\dot{Q}_{sum} = 100 \text{ [l/h]} \equiv 2.777 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{/s]}$

Presión de suministro: $P_{sum} = 0.2 \div 0.5 \text{ [MPa]}$

Temperatura de saturación a la presión de suministro: $T_{sat} = 83,6 \div 93,99 \text{ [K]}$

Entalpía de saturación para el nitrógeno líquido: $h_l = 139,3 \div 161,45 \text{ [kJ/kg]}$

Punto 2: líquido saturado para reposición de nivel

Caudal de reposición: $\dot{Q}_{rep}, \dot{m}_{rep} = \dot{Q}_{rep} / \rho_l$

Todas las propiedades idénticas a las del punto 1

Punto 3: mezcla L+V expandido para reposición de nivel

Caudal másico igual que el punto anterior

Presión atmosférica: 0.1 [MPa]

Temperatura de saturación a 0.1 MPa : 77.23 [K]

Entalpía: igual a la de los puntos anteriores (expansión adiabática)

$$h_l = 125,99 \quad h_v = 325,68 \text{ [kJ/kg]}$$

Título del vapor X : El mismo se determinará mediante un balance de energías, igualando la del líquido antes de la expansión y la suma de energía del líquido y del vapor una vez producida esta:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{rep} \cdot h_1 &= \dot{m}_v h_v + \dot{m}_l h_l \\ \dot{m}_{rep} h_1 &= \dot{m}_{rep} X h_v + \dot{m}_{rep} (1 - X) h_l\end{aligned}$$

despejando el título de vapor se tiene:

$$X = \frac{h_1 - h_l}{h_v - h_l} = \frac{h_1 - h_l}{h_{lg}}$$

Punto 4: Líquido saturado a la entrada al serpentín

Caudal de entrada: $\dot{m}_{cons} = \dot{m}_{entr} = \dot{m}_{sum} - \dot{m}_{rep}$

Todas las propiedades idénticas a las del punto 1

Punto 5: Líquido subenfriado a la salida del serpentín

Caudal de salida: $\dot{m}_{cons} = \dot{m}_{sal} = \dot{m}_{entr}$

Presión: la de entrada menos la pérdida de carga del circuito

La temperatura de nitrógeno líquido será de 80 K, o sea la temperatura de entrada, que será la de saturación a la presión de suministro, menos el subenfriamiento sufrido.

La entalpía al final del serpentín, hallada mediante balance de energía, será igual al valor de la entalpía inicial, correspondiente al punto anterior menos la energía desprendida al descender la temperatura. Considerando un valor medio para el calor específico del líquido

$$h_F = h_I - \frac{\dot{q}_{serp}}{\dot{m}_{cons}} = h_I - \int_{T_F}^{T_I} C_{pl} dT \approx h_I - \overline{C_{pl}} \Delta T$$

Punto 6: Vapor saturado de venteo

Caudal másico igual que el de reposición (para mantener el nivel)

Presión atmosférica: 0.1 [MPa]

Temperatura de saturación a 0.1 MPa: 77.23 [K]

Entalpía vapor saturado: $h_v = 325,68$ [kJ/kg]

Asimismo, el caudal de salida será suma de la cantidad de nitrógeno evaporado por el serpentín y la cantidad de vapor formado en la expansión del caudal de nitrógeno de la rama secundaria.

6.5.2.- Balances de masa y energía

Se tratará de relacionar los diferentes caudales en que se divide el de suministro, así como el rendimiento másico, con la potencia intercambiada en el equipo, es decir con el subenfriamiento, o bien con la variación de entalpía.

Partiremos en primer lugar de la expresión del caudal másico de reposición y venteo, ya antes indicada para el punto 3

$$\dot{m}_{rep} \cdot h_1 = \dot{m}_v h_v + \dot{m}_l h_l$$

En ella los caudales de vapor y de líquido se ponían en función del título, y ello permitía obtener la expresión de éste. Ahora considerando por otro lado que para mantener en régimen estacionario el nivel de líquido en el recipiente, la fracción del caudal de líquido expandido ha de coincidir con el que se irá evaporando en el vaso como consecuencia de la potencia térmica recibida (del serpentín y del exterior), y ello lo será en función del calor latente de vaporización a 0,1 MPa, tendremos.

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{q}}{h_{lg}} = \dot{m}_{rep} (1 - X)$$

Por lo que la relación del caudal de reposición con la potencia transmitida, será en función de la presión de suministro (reflejada a través del título fijado para el punto 3), la proporcionada por la siguiente expresión.

$$\dot{m}_{rep} = \frac{\dot{q}}{h_{lg} (1 - X)} = \frac{\dot{q}}{199690 (1 - X)}$$

Definiremos a continuación el rendimiento másico $\eta_{más}$, como el cociente entre el caudal que sale del serpentín a consumo, y el que llega al equipo como suministro

$$\eta_{m\acute{a}s} = \frac{\dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{sum}}$$

Sustituyendo el caudal de suministro en base a la expresión proporcionada por el balance de masa $\dot{m}_{sum} = \dot{m}_{cons} + \dot{m}_{rep}$, y mediante un balance de energía obtenemos que la potencia transferida en el serpentín la podemos expresar :

$$\dot{q} = \dot{m}_{rep} (h_6 - h_1) = \dot{m}_{cons} (h_1 - h_5) + \dot{q}_{ext}$$

De donde obtenemos una relación entre los dos caudales que sustituida en la expresión del rendimiento másico permite obtener la expresión del mismo en función de la diferencia de entalpías de entrada y salida del serpentín (puntos 1 y 5)

$$\eta_{m\acute{a}s} = \frac{1}{1 + \frac{h_1 - h_5}{h_6 - h_1} + \frac{\dot{q}_{ext}}{\dot{m}_{cons} (h_6 - h_1)}}$$

Si el aislamiento del equipo fuera perfecto, las entradas de potencia desde el exterior serían nulas con lo que el rendimiento sería máximo.

$$\eta_{m\acute{a}s}^{m\acute{a}x} = \frac{1}{1 + \frac{h_1 - h_5}{h_6 - h_1}}$$

A efectos prácticos el error es aceptable, pero no obstante se puede corregir el resultado a posteriori de forma sencilla, puesto que basta restar del caudal de consumo del numerador, el caudal evaporado como consecuencia de la aportación exterior

$$\eta_{m\acute{a}s} = \eta_{m\acute{a}s}^{m\acute{a}x} - \frac{\dot{q}_{ext}}{\dot{m}_{sum} h_{1g}}$$

Expresión esta que resulta más practica que la anterior, pues queda en función del caudal de suministro y no del de consumo.

En el capítulo 8, dedicado al análisis de resultados, y concretamente en el apartado 8.3, de la página 202, se exponen los valores numéricos a que conduce la formulación anterior.

6.6.- ÓPTIMO ESPESOR DE AISLANTE

Analizaremos en este apartado, la manera de abordar el estudio para la determinación del espesor de aislante que se ha de colocar en este subenfriador. Como recipiente criogénico que es, analizaremos cual es el estado del arte y la práctica industrial para los mismos, como consideración previa a su cálculo.

No obstante realizaremos un estudio que analizará como se puede determinar su valor óptimo en función de los costes, tanto del fluido evaporado, como del aislamiento.

6.6.1.- Estado del arte. Práctica industrial

A continuación se exponen varios criterios, para establecer el orden de magnitud de nitrógeno evaporado respecto del contenido para recipientes criogénicos.

Reglamento: Aislamiento botellones criogénicos [MIE 91]

El aislamiento debe calcularse de modo que la potencia transferida desde el exterior hasta el interior del recipiente criogénico sea inferior a 0.5815 W por grado de salto térmico y por dm^3 de capacidad volúmica en agua.

Según el libro Liquid Cryogens: vol. 1, pag. 171-175 [EDE 83], para distintos tipos de contenedores transportables :

Volumen	[m^3]	8,3	0,165	0,0175
Evaporación	[%/día]	0,7	2,2	0,55

Según el libro Cryogenic Recycling and Processing: p. 122, [BRA 80], el porcentaje de evaporación en función del volumen para pequeños recipientes portátiles

Volumen	[m ³]	0,002	0,005	0,01
Evaporación	[%/día]	100,2	7	4

Valores de recipientes de ABELLO, OXIGENO-LINDE,S.A.

- Recipientes de aluminio :

Volumen	[m ³]	0,005	0,01	0,0204	0,0317
Evaporación	[%/día]	4,8	2,4	1,08	0,75

Dewars :

Volumen	[m ³]	0,002	0,0047	0,0078	0,025
Evaporación	[%/día]	50	27	15	13

- Criobiológicos :

Volumen	[m ³]	0,0017	0,006	0,005	0,01	0,014
Evaporación	[%/día]	6,32	5	3	1,8	10,25

Los envases de aluminio y Dewars tienen valores razonables de evaporación en un rango comprendido entre 4.8 y 6.32 %.

Datos aportados por Carburos Metálicos

Volumen	[m ³]	3,1	4,4	5,7	7,5	10,4	13,4	19,3
Evaporación	[%/día]	0,51	0,45	0,42	0,27	0,25	0,23	0,21

Estos valores corresponden a recipientes criogénicos de gran volumen, tal que solo para depósitos cuyo volumen sea mayor de 7500 litros se consigue una evaporación menor del 0.3 %.

Como conclusiones en este apartado podemos comentar que contrastando los valores correspondientes de cantidad de nitrógeno líquido evaporado, según volumen de fluido y tipo de recipiente, la tendencia es que a menor volumen es mayor el ratio de evaporación.

A partir de las magnitudes para recipientes de pequeño volumen se observa que están comprendidas en el rango :

- * Recipientes de $0,002 \text{ m}^3$: 6,321 a 100 %/día
- * Recipientes de $0,005 \text{ m}^3$: 4,8 a 27 %/día

Como previsiblemente sea este el orden de magnitud del volumen del recipiente interior del equipo subenfriador, se podría tomar con criterio conservador un valor de evaporación aproximado entre un 10 y un 20 %/día.

Este último valor implicaría que se evaporen $0,0096068 \text{ g/s}$, lo que corresponde a una entrada de potencia térmica de $1,9212 \text{ W}$. Comparándolo respecto la potencia térmica máxima (caudal máximo), transferida por el nitrógeno líquido que circula por el interior del serpentín, para diferentes presiones, se tiene :

- * Para presión de suministro de $0,2 \text{ MPa}$ y un subenfriamiento de $3,65 \text{ K}$, la potencia es de $157,23 \text{ W}$. Supone un 1,2 % de la potencia del serpentín.
- * Para presión de suministro de $0,5 \text{ MPa}$ y un subenfriamiento de $13,98 \text{ K}$ (caso máximo), la potencia es de $502,81 \text{ W}$. Supone un 0,38 % de la potencia intercambiada por el serpentín.

Vemos que en cualquier caso es de orden de magnitud inferior al que se produce como consecuencia del proceso de subenfriamiento del equipo, por lo que su influencia en rendimiento másico del mismo no será relevante.

No obstante este orden de magnitud comparativo, vamos a continuación a analizar la dependencia del caudal evaporado con el grosor y tipo de aislante, a fin de contrastar los valores anteriores, y también como paso previo necesario para la optimización del grosor del mismo.

6.6.2.- Líquido evaporado frente al espesor y tipo de aislante

Nos encontramos ante un problema de los que hemos denominado inverso, ya que se pretende plantear el proceso que conduce a la determinación de la potencia térmica transferida entre el ambiente exterior y el nitrógeno líquido del vaso, a través del aislamiento.

Se trata de dos fluidos con temperaturas constantes, separados a través de una resistencia térmica, que será la suma, al igual que para el serpentín, de dos de transmisión superficial (nitrógeno y aire) y una de conducción¹ (aislante).

En el próximo capítulo se analiza con detalle la formulación correspondiente a cada uno de estos tres términos, por lo que no entraremos de forma específica en la misma en este momento, sino que simplemente interesa ahora poner de manifiesto su aplicación.

Con respecto al coeficiente global y potencia transferida desde el exterior, su expresión es formalmente similar a la que formulamos para la transmisión a través del serpentín, y en este caso toma la forma:

$$\dot{Q}_{ext} = \frac{\Delta T}{R} = \frac{T_{\infty} - T_{sat,1}}{\frac{1}{h_i A_i} + R_{AISL} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

Respecto al coeficiente exterior resaltar únicamente que se emplea el método CLAM para su determinación, muy adecuado a figuras de este tipo, y cuyas expresiones como se ha dicho aparecerán en el siguiente capítulo. Destacar el hecho de que según las mismas el valor del mismo dependerá de la posición concreta en la altura del cilindro exterior, tal como se refleja gráficamente, en el apartado específico que se dedica al aislamiento dentro del capítulo de resultados.

¹ Se podrían despreciar dada la relativamente elevada conductividad, las correspondientes al metal de los recipientes, no obstante en el programa se contempla el cálculo de todas.

Además se considera también el fenómeno de la radiación con el entorno, que juntamente con la convección, permiten determinar el coeficiente de transmisión superficial para el recipiente exterior.

Por lo que hace referencia al coeficiente de convección del nitrógeno en el recipiente interior, el mismo a priori no sabremos si corresponde a la zona de ebullición nucleada o a la incipiente, por lo que al igual que en el caso del serpentín, deberemos calcular continuamente ambos valores y tomar en cada momento el mayor de ellos. En cualquier caso se pone de manifiesto nuevamente la dependencia del valor del mismo con la posición.

Finalmente respecto a la resistencia de conducción del aislante, las hipótesis consideradas para su determinación y la forma que la misma toma para la geometría concreta de la superficie de transmisión que tenemos en este caso, de un depósito cilíndrico con fondos torisféricos, aparecen detalladas el capítulo siguiente.

6.6.3.- Optimizado del espesor de aislante

Además de evitar la formación de hielo debido a la condensación del vapor ambiental, sobre la superficie exterior del depósito, desde el punto de vista energético-económico, el uso de aislante cumple una función primordial que es el reducir en la medida de lo posible las pérdidas de líquido.

Ello se debe a que este líquido tiene un coste económico que lógicamente interesa reducir, esta reducción será tanto mayor cuanto más espesor de aislante se coloque, sin embargo puesto que el mismo a su vez también tiene un coste de instalación que resulta proporcional al grosor, nos encontramos que se debe tomar una solución de compromiso, pues aparecen dos costes con pendiente de signo contrario respecto al espesor.

Es este uno de los más antiguos problemas que se plantean en microeconomía, y no entraremos por tanto en más detalle, baste decir que se tratará simplemente de optar por el espesor que minimice¹ el coste total suma de ambos, para ello precisamos conocer el

¹ Si es que se presenta un valor mínimo en la curva

precio del nitrógeno líquido y el del aislante, debiendo considerarse para este último un período de amortización que permita homogeneizar las unidades, y sumar los costes.

Evidentemente en cuanto a los valores de estos costes, los mismos son necesariamente puntuales en el tiempo, dependiendo su valor del momento en que se realiza el estudio, pero además podría considerarse el hecho que estos precios serán además función del cliente en concreto. No obstante excepción hecha de posibles desviaciones imprevisibles en alguno de estos costes, si consideramos que la tendencia temporal de evolución será la misma en ambos casos, la variación del óptimo espesor determinado en un instante será mínima por lo que puede considerarse como de aplicación general.

6.7.- UBICACIÓN ÓPTIMA DEL SUBENFRIADOR

Como complemento a la metodología de diseño desarrollada, y a fin de rentabilizar el esfuerzo realizado en la implementación de los programas informáticos, para el cálculo del subenfriador, se ha querido aprovechar la potencia y velocidad de los mismos, para optimizar la posición en que debe colocarse el subenfriador.

Esto no es sino el cálculo de la distancia máxima que se puede admitir entre el mismo y el consumo. Será aquella longitud máxima de línea entre ambos puntos, para la cual no se produce evaporación.

Se ha desarrollado específicamente un programa de cálculo, del que se exponen más detalles en el apéndice relativo al *software*, para hallar dichas distancias en función del subenfriamiento del nitrógeno a la salida del equipo subenfriador, de tal manera que en el punto de consumo la temperatura del nitrógeno sea la de saturación a la presión que allí corresponda, es decir la de suministro menos las pérdidas de carga correspondientes al equipo y la línea que une este y el consumo.

Se trata por tanto de un problema de tipo directo, cuyo planteo es similar al expuesto para la resolución del correspondiente al serpentín, sin más que aplicar ahora las expresiones que correspondan tanto a los coeficientes de transmisión superficial, y a las resistencias de conducción.

7.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN

Junto con el capítulo que se ocupa del análisis de resultados y la contrastación experimental, así como la optimización que posibilita la metodología, debe destacarse que éste juega un papel destacado en el planteamiento y desarrollo de esta tesis, pues centra buena parte del interés del autor por la investigación.

Ciertamente la inmersión en el ámbito de la obtención de coeficientes de convección, resultó desde un principio singularmente atractiva, y se confirmó posteriormente como especialmente ilustrativa e instructiva para el autor.

A priori cabe reconocer que es un terreno, el de la transferencia de calor y masa en el que muy ilustres investigadores han derrochado enormes esfuerzos, hecho este que se pone claramente de manifiesto, en base al abrumador volumen de literatura que versa sobre el tema. No obstante dado por un lado el orden de magnitud de las temperaturas en que nos movemos, y especialmente las en su momento previsibles reducidas diferencias de temperatura entre los fluidos caliente y frío¹, hace que la cantidad de información específica sobre el problema, todo y ser aun importante se haya reducido de una forma muy notable.

Evidentemente resultaría superfluo incluir en ese documento toda la formulación teórica², origen de las expresiones que a continuación se expondrán para los coeficientes de convección, ya que tratándose de una herramienta para el cálculo y no un objetivo específico *per se*, entiendo oportuno centrar el estudio en el análisis comparativo de los

¹ Ello condicionará posteriormente la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie de transferencia, que en definitiva es la que interviene en la determinación del coeficiente de convección.

² Básicamente las ecuaciones de balance de masa, energía e impulsos, con origen en el teorema de transporte de Reynolds, aplicados con las condiciones de contorno específicas así como las simplificaciones pertinentes, al problema de la convección, con y sin cambio de fase.

resultados obtenidos, en base a las formulaciones propuestas por los diferentes autores analizados, y a la obtención de nuevas correlaciones que serán contrastadas y en su caso corregidas en base a los resultados aportados por la experimentación posterior.

No obstante como elemento común a toda esta formulación, encontramos la necesidad de partir del conocimiento de toda una serie de propiedades del fluido, por lo que también se han sometido a análisis comparativos las mismas, habiéndose creído oportuna la realización de correlaciones específicas en algunas de ellas, dada la dispersión y en algún caso puntual la aparente anomalía de los resultados encontrados.

Además debemos expresar en este punto el significado de algunos números adimensionales de enorme utilidad, que surgen en el manejo de las ecuaciones de balance, y que aparecerán repetidamente a lo largo de todo este apartado.

Nº de REYNOLDS $Re_L = \frac{\rho v L}{\mu}$ Relación entre fuerzas de inercia y viscosas. En convección forzada establece fundamentalmente el régimen de circulación del fluido.

Nº de PRANDTL $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c}{\lambda}$ Cociente entre difusividades mecánica y térmica.

Nº de GRASHOF $Gr_L = \frac{\beta g (T_0 - T_\infty) L^3}{\nu^2}$ Su raíz cuadrada juega un papel análogo en la convección natural, al desempeñado por el Re_L en la forzada. β es el coeficiente de dilatación térmica $\beta = -1/\rho \partial\rho/\partial T$

Nº de NUSSELT $Nu_L = \frac{h_c L}{\lambda}$ Se calcula a partir de fórmulas que lo relacionan con los parámetros anteriores y a partir de él se obtiene el coeficiente de convección.

L representa en todos los casos una dimensión característica de la geometría del sistema, y como veremos posteriormente, podrá tratarse según sea ésta, de una distancia, un diámetro interior, etc.

A partir de estos parámetros se expresan las ecuaciones que permiten obtener el coeficiente de fricción C_f , y el de convección h_c , en función del tipo de convección y régimen de circulación del fluido.

7.1.- PROPIEDADES DEL N_2

No es en absoluto inusual encontrar divergencias de valores, de las propiedades de la práctica totalidad de fluidos, en base a la fuente consultada, si bien por lo general las discrepancias a efectos prácticos no suelen ser significativas. Existe en este sentido una enorme dificultad para discernir cuales de ellos son los que se ajustan con mayor precisión a la realidad, pues incluso en el caso de pretender realizar contrastaciones experimentales, no podríamos tener la seguridad de estar eliminando todas las fuentes de error.

En este apartado se analizarán los valores de las diferentes propiedades del N_2 , necesarias para la determinación de los coeficientes de convección, por lo que se expondrán toda una serie de tablas y/o gráficos comparativos, en base a un extracto pertinentemente seleccionado de toda la documentación aportada por la literatura.

Destacar entre toda ella el singular valor que cobra la obra *Thermodynamic Properties of nitrogen* [SYC 87], que como se ha destacado en el análisis de la literatura se le ha concedido una enorme dosis de confianza, comparada con el resto.

En primer lugar es de publicación relativamente reciente, y con diferencia la más completa de las encontradas, además está específicamente dedicada al nitrógeno, cubriendo a diferencia de la mayoría todas las magnitudes de interés para nuestra investigación, pero en especial se debe destacar su rigor en el análisis estadístico de la experimentación y la literatura previos, para la obtención de las diferentes ecuaciones.

Básicamente a lo que se ha procedido es a obtener correlaciones específicas, para las diferentes propiedades, en base a una ponderación mediante el empleo de una función peso distinta para cada una de las fuentes consideradas, ello en base a la necesidad e interés que tiene el uso de ecuaciones en la posterior implementación informática que se ha realizado para la resolución del problema.

Debe destacarse además la ventaja que supone el hecho de que las correlaciones, se han obtenido específicamente para el estrecho rango de temperaturas en que se centra nuestro problema.

7.1.1.- Apunte estadístico

Simplemente puntualizar aquí dos aspectos a observar acerca de las correlaciones que se han establecido:

- * *Fórmula* : Se ha optado en cada caso por el estilo de fórmula propuesto por la literatura analizada [SIG 87], optimizando para esta zona los valores de los coeficientes de la fórmula.
- * *Tipo de regresión* : Se opta por la realización de una regresión (lineal o no lineal) en base al criterio de mínimos cuadrados [WON 81], pues además de su sencillez existen dos justificaciones teóricas importantes para el mismo, el teorema de Gauss-Markov (según el cual de los estimadores no sesgados de los coeficientes, el mínimo cuadrático tiene variancia mínima), y el criterio de máxima verosimilitud.

7.1.2.- Propiedades del líquido saturado

Para la regresión de la densidad se ha formulado una ecuación del tipo siguiente

$$\rho_l = a b \left(1 - \frac{T}{T_\sigma}\right)^{\frac{2}{7}}$$

T_{sat} [K]	Densidad: ρ_l [kg/m ³]				
	SIG 86	VAR 83	SYC 87	PONDER.	REGRESIÓN
75	818,05	816,99	816,15	816,42	816,19
80	794,92	794,91	793,04	793,42	793,38
85	770,66	771,01	768,81	769,22	769,46
90	745,05	746,26	743,51	743,94	744,19
95	717,77	719,40	716,83	717,18	717,26
100	688,37	691,08	688,20	688,51	688,22

Tabla 7.1 Densidad del líquido saturado

en base a los datos de la tabla anterior se han obtenido los siguientes valores de regresores, y coeficiente de determinación:

$$a = 305,535469 ; \quad b = 0,28059517 ; \quad \text{con } r^2 = 0,99978332$$

como puede deducirse del coeficiente de determinación el ajuste es excelente, cosa que también se pone de manifiesto en base a la similitud de las dos últimas columnas.

Veamos ahora la correlación obtenida para el calor específico a presión constante¹ del líquido saturado.

En este caso ha sido una aproximación de tipo polinómico, concretamente de grado tres, la utilizada para la regresión

$$C_p = a + b*T + c*T^2 + d*T^3$$

¹ Implícitamente se está despreciando el orden de magnitud de la pérdida de carga, frente a la presión absoluta del fluido

T_{sat} [K]	Calor Específico: $C_{p,l}$ [J/(kg K)]				
	SIG 86	VAR 83	SYC 87	PONDER.	REGRESIÓN
75	2045,34	1948	2118	2042,30	2046,54
80	2063,20	1964	2101	2063,27	2061,67
85	2088,85	1989	2090	2095,67	2085,53
90	2132,85	2028	2113	2120,58	2122,32
95	2205,72	2086	2175	2163,71	2176,26
100	2318,00	2176	2282	2258,34	2251,56

Tabla 7.2 Calor específico del líquido saturado

Siendo los resultados en este caso los siguientes:

$$a = 2,16781515 ; \quad b = 83,6691252 ; \quad c = -1,17332244 ; \quad d = 0,0056157$$

Se ha de hacer observar que en esta propiedad encontramos una situación atípica, pues de toda la literatura analizada únicamente la referencia a la que otorgamos más confianza [SYC 87] presenta un mínimo en la curva de calor específico para este corto rango de temperaturas, lo cual resulta cuanto menos extraño.

Ello de alguna manera justifica doblemente el interés para la obtención de la correlación, pues permitirá además subsanar esta aparente irregularidad. Ello condiciona que la calidad del ajuste aun siendo notable, sea ligeramente inferior al resto, lo cual queda reflejado en el valor del coeficiente de determinación, que resulta ser en este caso:

$$r^2 = 0,98599722$$

Esta aparente irregularidad de la curva la podemos apreciar con algo más de detalle en la gráfica de la figura, así como la subsanación en la regresión correspondiente.

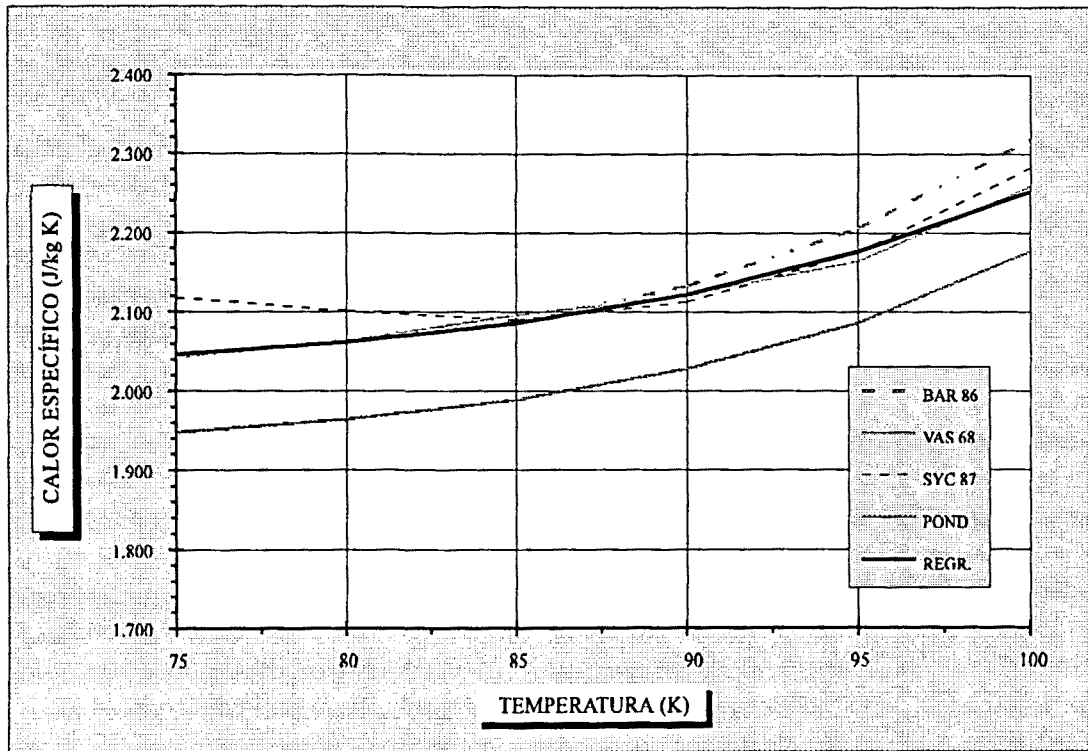


fig. 7.1 Comparativa de curvas de calor específico del líquido saturado

Toca el turno ahora a la viscosidad dinámica, siendo esta una de las magnitudes que junto con la conductividad y la tensión superficial, se diferencia de las anteriores por no constar, o bien hacerlo para la fase vapor, o para otros rangos de temperatura; en buena parte de la literatura que se ha podido analizar.

La fórmula utilizada generalmente en la documentación para correlacionar las viscosidades es de tipo logarítmico, por lo que se procede a hacer lo propio

$$\log_{10} \mu_l = a + \frac{b}{T} + c T + d T^2$$

T_{sat} [K]	Viscosidad Dinámica: μ_l ($\times 1E+06$) [kg/(s m)]				
	SIG 86	VAS 68	SYC 87	PONDER.	REGRESIÓN
70	210	214	220	218,8	218,9
80	139	140	142	141,6	141,8
85	120	121	124	123,5	121,5
90	105	105	104	104,2	106,4
95	92	93	94	93,8	94,2
100	81	83	85	84,6	83,5

Tabla 7.3 Viscosidad dinámica del líquido saturado

Siendo los resultados para esta propiedad los mostrados a continuación:

$$a = -14,7903737; \quad b = 376,024066; \quad c = 0,11201171; \quad d = -4,248955E-4$$

y el valor del coeficiente de determinación, resultante:

$$r^2 = 0,99946132$$

Seguiremos a continuación el análisis con el estudio de una propiedad, que juega un papel fundamental en la determinación del coeficiente de convección, y esta no es otra que la conductividad térmica

En este caso la fórmula generalmente utilizada en la literatura es de tipo polinómico, por lo que en principio emplearemos uno de tercer grado

$$\lambda_l = a + b T + c T^2 + d T^3$$

T_{sat} [K]	Conductividad Térmica: λ_l [W/(K m)]				
	SIG 86	VAS 68	SYC 87	PONDER.	REGRESIÓN
69,92	0,150227	0,149022	0,14779	0,1479	1,484E-01
76,26	0,139562	0,140532	0,14193	0,1416	1,402E-01
81,11	0,131353	0,132134	0,13314	0,1329	1,339E-01
83,77	0,126832	0,128214	0,13063	0,1301	1,304E-01
86,44	0,122280	0,125323	0,12853	0,1278	1,269E-01
88,12	0,119410	0,122123	0,125604	0,1249	1,247E-01

Tabla 7.4 Conductividad térmica del líquido saturado

Siendo los valores de los coeficientes para esta propiedad los mostrados a continuación:

$$a = 0,247 ; \quad b = -0,001631 ; \quad c = 4,731E-6 ; \quad d = -2,2373E-8$$

y el valor del coeficiente de determinación, resultante:

$$r^2 = 0,99512525$$

Por último en este subapartado comentamos la tensión superficial, cuyo interés reside en que es una magnitud que desempeña un papel hasta cierto punto determinante, en lo que hace referencia al cálculo de coeficientes de convección dentro de la zona de ebullición nucleada.

La fórmula que se utilizará para obtener la correlación, parte de considerar que la relación entre tensión superficial y diferencia de temperatura respecto a la crítica, es del tipo:

$$\frac{\sigma}{\sigma_1} = \left(\frac{T_{cr} - T}{T_{cr} - T_1} \right)^n$$

T_{sat} [K]	Tensión superficial: σ [N/m]				
	SIG 86	VAS 68	SYC 87	PONDER.	REGRESIÓN
70	0,0105339	0,0105309	0,01053	0,0105306	0,010530
75	0,0094117	0,0094007	0,00939	0,0093933	0,009393
80	0,0083125	0,0082915	0,00827	0,0082764	0,008275
85	0,0072383	0,0072033	0,00720	0,0072057	0,007206
90	0,0061913	0,0061724	0,00616	0,0061647	0,006165

Tabla 7.5 Tensión superficial

Tomando como punto de referencia la temperatura $T_1 = 70$ K, se obtienen los siguientes resultados:

$$n = 1,2132 ; \quad \text{siendo } r^2 = 0,9996534$$

7.1.3.- Entalpías, y calor latente de vaporización

T_{sat} [K]	Entalpía: h_f [kJ/kg]			
	VAR 83	SYC 87	PONDER.	REGRESIÓN
75	124,18	121,0	121,32	121,39
80	133,98	131,6	131,84	131,74
85	143,88	142,1	142,28	142,23
90	153,98	152,7	152,83	152,86
95	164,38	163,4	163,50	163,64
100	175,08	174,6	174,65	174,56

Tabla 7.6 Entalpía del líquido saturado

Para poder comparar las entalpías de diferentes fuentes, se han llevado todas al mismo estado de referencia, concretamente el utilizado por la obra que inspira mayor confianza [SYC 87] es de 0 K.

En este caso se utiliza nuevamente una aproximación de tipo polinómico para la regresión

$$h_l = a + b T + c T^2$$

Siendo los resultados en este caso los siguientes:

$$a = -16,3456257 ; \quad b = 1,61887365 ; \quad c = 0,0029021$$

el coeficiente de determinación resulta ser muy próximo a uno, concretamente:

$$r^2 = 0,99997371$$

Para la entalpía del vapor utilizaremos el mismo tipo de regresión polinómica que la empleada para la del líquido

$$h_g = a + b T + c T^2$$

T_{sat} [K]	Entalpía: h_g [kJ/kg]			
	VAR 83	SYC 87	PONDER.	REGRESIÓN
75	324,48	323,9	323,96	323,93
80	328,48	327,5	327,60	327,65
85	331,88	330,5	330,64	330,65
90	334,58	332,8	332,98	332,95
95	336,08	334,4	334,57	334,55
100	337,28	335,2	335,41	335,43

Tabla 7.7 *Entalpía del vapor saturado*

Siendo los resultados en este caso los siguientes:

$$a = 183,324726 ; \quad b = 2,93581273 ; \quad c = -0,01414749$$

el coeficiente de determinación resulta ser también muy próximo a uno:

$$r^2 = 0,99998744$$

Respecto al calor latente de vaporización, este no será sino la diferencia entre las dos entalpías anteriores, vapor y líquido, cuyos valores presentamos en la tabla siguiente

T_{sat} [K]	Calor latente de vaporización: h_{lg} [kJ/kg]		
	h_l	h_g	h_{lg}
75	121,39	323,93	202,54
80	131,74	327,65	195,91
85	142,23	330,65	188,42
90	152,86	332,95	180,09
95	163,64	334,55	170,91
100	174,56	335,43	160,87

Tabla 7.8 *Calor latente de vaporización*

Por otro lado es evidente que la ecuación correspondiente a esta magnitud es igualmente una parábola, en la que los coeficientes no serán sino la diferencia entre los del vapor y el líquido, y cuyos valores resultan ser:

$$a = 199,670352 ; \quad b = 1,21693908 ; \quad c = -0,01704959$$

7.1.4.- Líquido subenfriado

Se comparan los valores de las propiedades del nitrógeno líquido, a temperaturas por debajo de la de saturación para distintas presiones, con los valores correspondientes a la temperatura y presión de saturación.

Dada la estructura que se ha conferido a las tablas confeccionadas para varias magnitudes, podemos apreciar el efecto de la variación de temperatura manteniendo la presión constante (analizando los datos en columnas), y también podemos el que supone el aumento de la presión cuando mantenemos constante la temperatura (analizando los datos por filas).

La última columna muestra en porcentaje la diferencia entre la propiedad en cuestión, tomada a la presión de 0,5 MPa ¹, con el valor de la misma a la presión de saturación correspondiente a la temperatura del fluido.

¹ teniendo en cuenta que esta es la máxima presión de suministro, se establece por tanto el valor máximo de la diferencia

T_{sat} [K]	Densidad líquido: ρ_l [kg/m ³]				$\epsilon_{0,5}$ [%]
	P_{sat}	0,1 [MPa]	0,5 [MPa]	1 [MPa]	
65	857,05	857,19	857,90	858,77	-0,10
70	837,73	837,86	838,71	839,76	-0,12
75	816,15	816,22	817,22	818,45	-0,13
80	793,04		794,11	795,56	-0,13
85	768,81		769,76	771,46	-0,12
90	743,51		744,09	746,14	-0,08
95	716,83			719,16	
100	688,20			689,64	

Tabla 7.9 Comparativa a diferentes presiones entre la densidad del líquido subenfriado y la del saturado

T_{sat} [K]	Calor específico: $C_{p,l}$ [J/(kg K)]				$\epsilon_{0,5}$ [%]
	P_{sat}	0,1 [MPa]	0,5 [MPa]	1 [MPa]	
65	1337	1336	1331	1325	0,45
70	2024	2023	2018	2012	0,30
75	2118	2118	2113	2106	0,24
80	2101		2096	2089	0,24
85	2090		2086	2078	0,19
90	2113		2110	2099	0,14
95	2175			2159	
100	2282			2269	

Tabla 7.10 Comparativa a diferentes presiones entre el calor específico a presión constante del líquido subenfriado y del saturado

T_{sat} [K]	Entalpía del líquido: h_l [kJ/kg]				$\epsilon_{0,5}$ [%]
	P_{sat}	0,1 [MPa]	0,5 [MPa]	1 [MPa]	
65	101,6	101,6	102,0	102,4	-0,39
70	110,5	110,5	110,8	111,2	-0,27
75	121,0	121,0	121,2	121,6	-0,17
80	131,6		131,8	132,1	-0,15
85	142,1		142,2	142,5	-0,07
90	152,7		152,7	152,9	0,00
95	163,4			163,6	
100	174,6			174,6	

Tabla 7.11 Comparativa a diferentes presiones entre la entalpía del líquido subenfriado y la del saturado

Brevemente se puede comentar con carácter global, para todas las propiedades necesarias para el estudio, en base a la ilustración que suponen las tres tablas anteriores, que el subenfriamiento manteniendo la presión constante, afecta de una forma muy significativa a todas las propiedades, respecto a los valores que éstas tomaban sobre la curva de saturación (variaciones en una misma columna).

Ahora bien los valores de la propiedades en esas condiciones de subenfriamiento, difieren muy poco con respecto al valor que tiene el fluido en condiciones de saturación a la misma temperatura. Nos referimos en definitiva al escaso efecto de la presión sobre las propiedades del líquido (variaciones en una misma fila).

Esto último es lo que se ha querido poner de relieve mediante la implementación de la última columna, en la que aparece el error relativo (%) que se comete si en lugar de tomar los valores de la propiedad de líquido, en sus condiciones reales de presión y temperatura, se toman aquellas correspondientes al estado del líquido saturado que conserva únicamente la misma temperatura.

Teniendo en cuenta que nos movemos entre temperaturas de 80 a 94 K (ver Tabla 5.1), puede observarse que el error máximo se sitúa por debajo del 0,25 %, lo cual es de un orden de magnitud más que aceptable, sobre todo si tenemos en cuenta que en muchos casos las divergencias de las propiedades según la fuente considerada son mayores.

7.2.- PÉRDIDAS DE CARGA. COEFICIENTE DE FRICCIÓN

7.2.1.- Formulación

Únicamente interesan en el estudio las denominadas pérdidas de carga lineales, proporcionales a la longitud del conducto. Dejaremos a un lado por tanto las pérdidas de carga de tipo singular. La expresión de las pérdidas de carga en función del coeficiente de fricción resulta de la fórmula de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = \Delta h \rho g = 2 C_f \rho \frac{L}{D} v^2 \quad [\text{Pa}]$$

Es este un capítulo extensamente investigado, por lo que nos limitaremos aquí a exponer el estado del arte, mediante un breve resumen de parte de la formulación más significativa aportada por la literatura analizada. La formulación se origina con la integración para un modelo newtoniano, de las ecuaciones de balance de masa e impulsos en régimen estacionario, mediante la aplicación de algunas hipótesis simplificadoras, si bien nos centraremos en las expresiones finales a que conduce la resolución.

El tipo de expresión a utilizar viene marcada fundamentalmente por el régimen de circulación del fluido, de tal manera que según sea laminar, de transición o turbulento, se habrá de utilizar una fórmula u otra.

Coefficiente de fricción laminar

Para valores del número de Reynolds (Re_L) menores que 3000, la expresión del coeficiente de fricción se simplifica al límite, reduciéndose a la fórmula de Poiseuille

$$C_f = \frac{16}{Re_D}$$

Coefficiente de fricción turbulento

Fórmula de Filonenko [PET 77]

$(1E4 < Re_D < 5E6)$

$$C_f = \frac{(\mu/\mu_0)^{-0,24}}{(1,58 \ln Re_D - 3,28)^2}$$

Fórmula de la analogía de Colburn ¹ [COL 33]

$(2E4 < Re_D < 1E7)$

$$C_f = \frac{0,046}{Re_D^{0,2}}$$

Correlación de Blasius

$(5000 < Re_D < 3 \cdot 10^4)$

$$C_f = \frac{0,079}{Re_D^{0,25}}$$

En la obra *Liquid cryogenics*, [WIL 83] encontramos, la expresión ¹.

$$C_f = 2 \left(0,0007 + \frac{0,0625}{Re_D^{0,32}} \right)$$

Si bien en régimen laminar el efecto de la rugosidad es prácticamente irrelevante, no sucede así en el turbulento, de tal manera que las formulas anteriores, válidas para tubos lisos deben corregirse en función de la rugosidad relativa e/D , en este sentido se recopilan valores experimentales en la obra *Friction Factors of pipe-flow* [MOO 44], empleándose además una fórmula más práctica para su implementación informática, la cual indicamos a continuación.

¹ El número de Reynolds en estos casos, debe calcularse con todas las propiedades a temperatura global, excepto la viscosidad dinámica que lo será a la de película.

Coefficiente de fricción generalizado. Fórmula de Churchill [CHU 77]

$$c_f = 2 \left[\left[\frac{8}{Re_D} \right]^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{1/12}$$

$$A = \left[2,457 \ln \frac{1}{\left[\frac{7}{Re_D} \right]^{0,9} + \frac{0,27 e}{D}} \right]^{16}$$

$$B = \left[\frac{37.530}{Re_D} \right]^{16}$$

A continuación se muestra en forma tabulada, los resultados obtenidos con la formulación antes expuesta, incluidos los valores del diagrama de Moody, considerando para ello (al igual que para la fórmula de Churchill) una rugosidad absoluta del tubo de inoxidable $e = 1,5E-6$ m [BOS 85]

Se ha considerado para poder establecer comparaciones un sistema isoterma, en el que se ha tomado como diámetro interior de la tubería 0,005 m, a fin de poder determinar la rugosidad relativa de la misma.

Re_D	LAMINAR	FILONENKO	BLASIUS	COLBURN	WIL-EDE	CHURCHILL	MOODY
5E+02	3,2000E-02					3,2000E-02	
7E+02	2,2857E-02					2,2857E-02	2,30E-02
1E+03	1,6000E-02					1,6000E-02	1,60E-02
2E+03	8,0000E-03					8,0108E-03	8,00E-03
5E+03	3,2000E-03		9,3947E-03			9,5672E-03	9,50E-03
7E+03	2,2857E-03		8,6368E-03			8,6824E-03	8,60E-03
1E+04	1,6000E-03	7,8699E-03	7,9000E-03		7,9601E-03	7,8813E-03	7,85E-03
2E+04	8,0000E-04	6,5378E-03	6,6431E-03	6,3468E-03	6,6551E-03	6,6421E-03	6,50E-03
5E+04	3,2000E-04	5,2394E-03	5,2831E-03	5,2840E-03	5,3196E-03	5,4836E-03	5,50E-03
7E+04	2,2857E-04	4,8583E-03	4,8568E-03	4,9401E-03	4,9195E-03	5,1639E-03	5,20E-03
1E+05	1,6000E-04	4,4980E-03	4,4425E-03	4,6000E-03	4,5399E-03	4,8764E-03	4,90E-03
2E+05	8,0000E-05	3,9035E-03	3,7357E-03	4,0045E-03	3,9153E-03	4,4482E-03	4,25E-03
5E+05		3,2828E-03	2,9709E-03	3,3340E-03	3,2760E-03	4,0930E-03	4,10E-03
7E+05		3,0916E-03	2,7312E-03	3,1170E-03	3,0845E-03	4,0082E-03	4,00E-03
1E+06		2,9066E-03	2,4982E-03	2,9024E-03	2,9028E-03	3,9384E-03	3,90E-03
2E+06		2,5915E-03	2,1007E-03	2,5267E-03	2,6039E-03	3,8472E-03	3,85E-03
5E+06		2,2480E-03	1,6706E-03	2,1036E-03	2,2979E-03	3,7842E-03	3,77E-03
7E+06		2,1388E-03	1,5359E-03	1,9667E-03	2,2063E-03	3,7710E-03	3,76E-03
1E+07		2,0315E-03	1,4048E-03	1,8313E-03	2,1193E-03	3,7606E-03	3,75E-03
2E+07		1,8449E-03	1,1813E-03	1,5942E-03	1,9762E-03	3,7477E-03	3,75E-03
5E+07		1,6352E-03	9,3947E-04	1,3273E-03	1,8298E-03	3,7393E-03	3,75E-03
7E+07		1,5671E-03	8,6368E-04	1,2409E-03	1,7859E-03	3,7376E-03	3,75E-03
1E+08		1,4994E-03	7,9000E-04	1,1555E-03	1,7443E-03	3,7362E-03	3,75E-03

Tabla 7.12 Comparativa para diferentes expresiones del coeficiente de fricción

La figura siguiente muestra la gráfica correspondiente a los valores de las diferentes correlaciones anteriormente tabulados, y en la que es ilustrativo observar como para el régimen turbulento, se deja notar la importancia de considerar la rugosidad de la pared de la tubería, y tanto más cuanto mayor es el número de Reynolds.

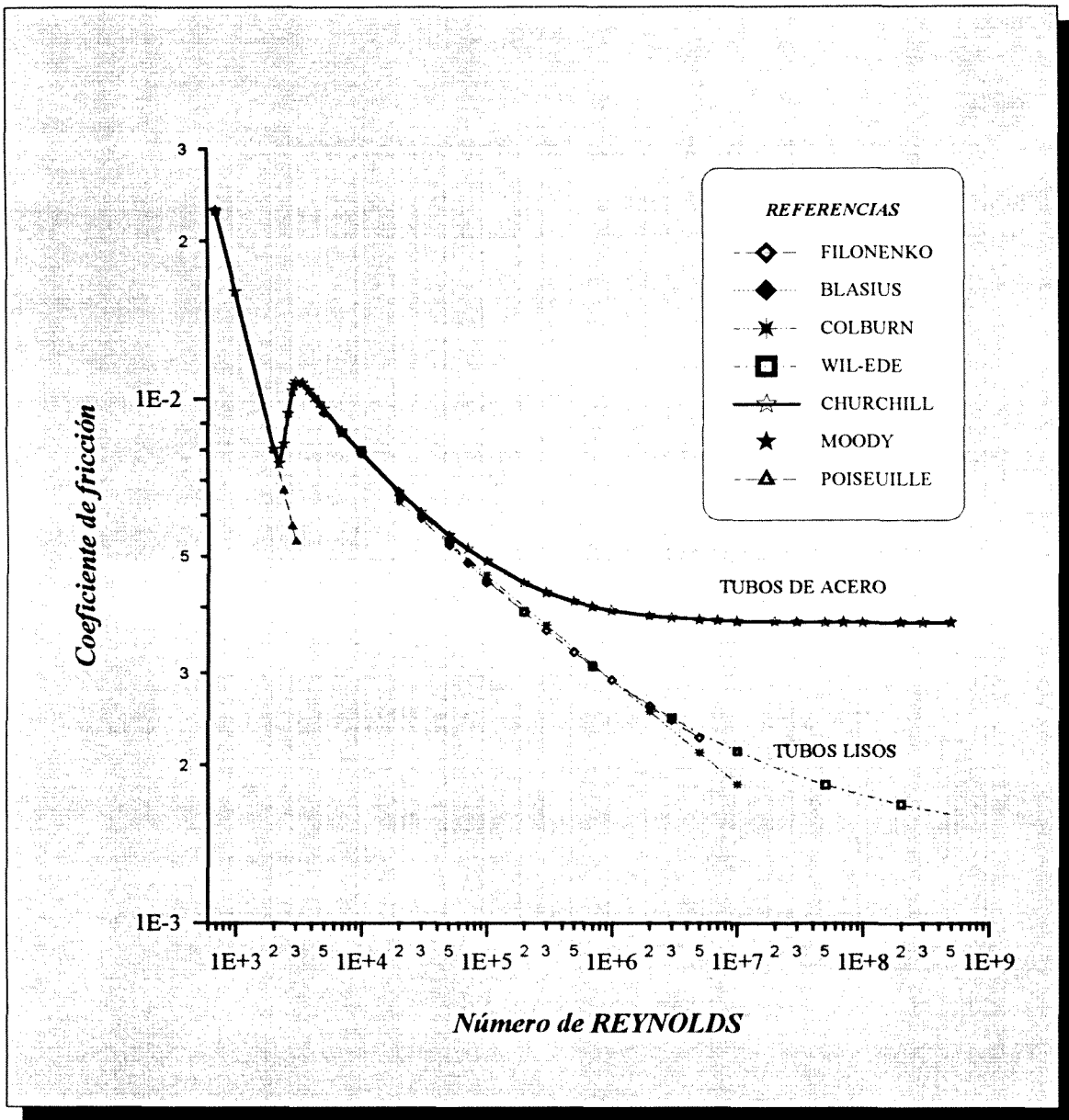


fig. 7.2 Diagrama comparativo de las formulaciones más relevantes, propuestas para determinar el coeficiente de fricción

Tal como puede observarse tanto en la tabla como en la figura que ilustra los coeficientes de fricción, la curva de Churchill se adapta con bastante precisión en todas las zonas a los datos experimentales del ábaco de Moody, presentando además la ventaja en régimen turbulento frente al resto de formulaciones, de incorporar la corrección que supone el efecto de la rugosidad de la tubería, lo cual como se aprecia no es un factor que pueda menospreciarse.

7.2.2.- Corrección debida a la curvatura

El factor de fricción que proporcionan todas las correlaciones anteriores, parte de la consideración de tuberías rectilíneas. En nuestro caso nos encontramos con que el serpentín describe la forma de un helicoides, por lo que debe procederse a la corrección de los valores anteriores en función de esta geometría.

Realizaremos la consideración de despreciar el ligero efecto de rotación sobre el propio eje de la tubería, que supone la forma del helicoides, ya que el paso entre espiras del mismo es suficientemente pequeño respecto a su diámetro, por este motivo únicamente consideraremos el efecto de la singularidad que supone el radio de curvatura del serpentín.

En resumen, el coeficiente de fricción para un tramo de tubería de diámetro D , cuyo eje está dotado con un cierto diámetro de curvatura (en este caso D_{serp}), se obtiene a partir del calculado mediante las correlaciones anteriores, aplicándole el factor de corrección expresado a continuación:

$$C_f^{CURVO} = C_f \left[Re_D \left(\frac{D}{D_{serp}} \right)^2 \right]^{0,05}$$

Resulta evidente que este factor de corrección será de aplicación siempre que su valor sea superior a la unidad, en caso contrario se entenderá que el radio de curvatura de la tubería es suficientemente elevado como para que se pueda menospreciar el efecto del mismo sobre la pérdida de carga.

7.3.- MÉTODO CLAM. CONVECCIÓN NATURAL

En base a que se han de satisfacer los equilibrios de presiones y temperaturas, entre fase líquida y vapor, en la formación de burbujas, tal como se pone de manifiesto en el apartado 7.4.1, para valores de ΔT muy reducidos no acabará de tener lugar la formación y desprendimiento masivo de estas (ebullición nucleada).

Tanto para el estudio de la convección en la zona de ebullición incipiente del nitrógeno en el vaso, como para convección natural del aire en el exterior del equipo, se ha querido estudiar y aplicar una interesante metodología, que tiene en términos relativos, una escasa implantación en la literatura analizada.

Se trata del método aproximado de la capa de conducción CLAM (*Conduction Layer Approximate Method*), del cual puede encontrarse la aplicación para varios casos particulares, en el vol. 11 del *Advanced in heat transfer* [RAI 75], así como en el cap. 6 del *Handbook of Heat Transfer Fundamentals* [ROH 85].

Su interés radica en que la mayoría de modelos de carácter analítico o semiempírico, para la formulación de la convección natural en placa plana, basados en las ecuaciones de balance (masa, energía e impulsos) originadas a partir del teorema de transporte de Reynolds, incluyen una serie de simplificaciones que únicamente son admisibles cuando el grosor de la capa límite es muy reducido respecto a las dimensiones de la pieza, en el caso de que la superficie de la misma sea curvada.

En este sentido se propone una corrección de las soluciones para al número de Nusselt, obtenidas mediante las ecuaciones de la capa límite simplificadas mediante las hipótesis de Oberbeck-Boussinesq, denominadas soluciones de capa delgada Nu^T (del inglés Thin). Partiendo de ellas, este método las adecua en aquellos casos en que la curvatura de la superficie las hace incorrectas, siendo el mismo especialmente adecuado para superficies convexas.

De una banda se debe tener en cuenta el papel fundamental que juega la geometría, de otra se ha de diferenciar además entre flujo completamente laminar, completamente turbulento, y aquel en que en diferentes zonas de una misma superficie se presentan ambos simultáneamente.

El método permite hallar la convección natural a partir de la resolución de un problema de transmisión de calor por conducción, mediante unas capas que consideran el efecto de la curvatura de la superficie en el proceso de convección con el fluido que rodea a la misma.

Conceptualmente se trata de poder establecer el grosor local de la mencionada capa de conducción, y determinar a partir de él, el valor también local del flujo de calor mediante la 1ª ecuación de Fourier, con lo cual también se puede establecer el valor que toma el coeficiente de convección o el número de Nusselt en ese caso.

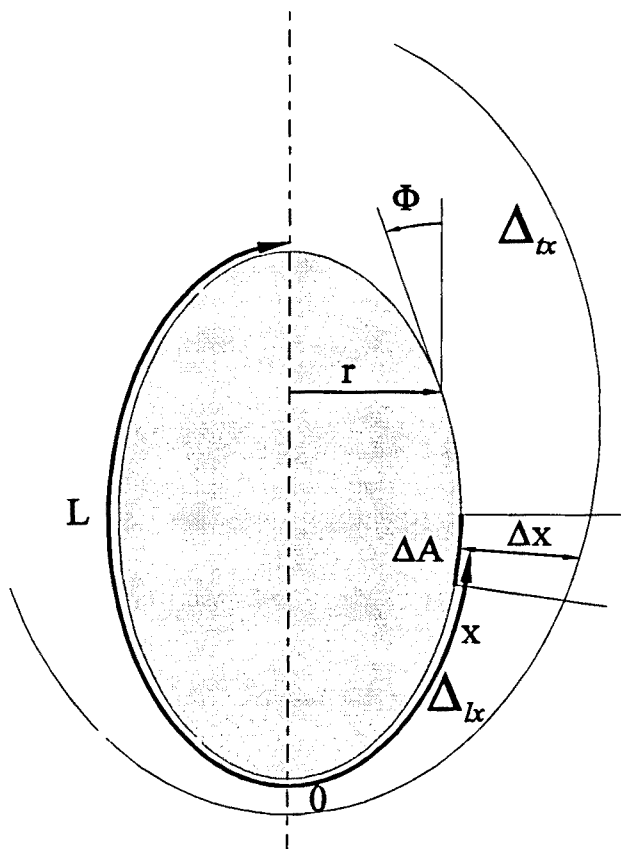


fig. 7.3 *Capa de conducción para convección natural (método CLAM)*

El algoritmo para la utilización de esta metodología pasa por la discretización de la superficie de la pieza en elementos ΔA . Se determina para cada posición x , el grosor de la capa límite en el espesor Δ_{lx} y/o Δ_{lx} , y el valor de la potencia térmica $\Delta \dot{q}$ en los mismos mediante una aproximación de la 1ª ecuación de Fourier, considerando que la cara interior se encuentra a la temperatura de la pared y la exterior a la del fluido que lo rodea. Para obtener la potencia total intercambiada, posteriormente se ha de integrar para toda la superficie de la pieza.

Para el caso bidimensional de la figura (2D) o bien para figuras axisimétricas (generados a partir de la revolución de una superficie entorno a un eje) se puede obtener la aproximación de la conducción monodireccional local en cada coordenada x ¹, resultando

$$\Delta \dot{q} = \frac{\lambda (T_0 - T_\infty) \Delta A}{R \ln\left(\frac{R + \Delta_x}{R}\right)}$$

Donde R es el radio de curvatura del elemento ΔA , mientras que r en la figura es la distancia perpendicular respecto al eje, hasta al punto medio del propio elemento de superficie, siendo L la longitud del contorno a estudiar.

Como criterio de signos, destacar que el ángulo Φ se tomará positivo si el fluido tiende a desprenderse de la superficie, y negativo si su tendencia es la de adherirse a la misma, con independencia de la orientación que tenga el elemento de superficie en cada caso.

El grosor local para el modelo de la capa límite laminar delgada será [ROH 85]

$$\Delta_{lx} = \frac{L}{C_l (Gr_x Pr)_f^{0,25} F}$$

¹ El origen se tomara respectivamente según se trate de cuerpos calientes o fríos, como el punto más bajo o más alto de la pieza, en base al sentido ascendente o descendente que en cada caso tomará el fluido debido a la variación de densidad que sufre.

Por lo que el flujo de calor local resulta:

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_x = \frac{\lambda (T_\infty - T_0)}{\Delta_{tx}} = \frac{\lambda C_l (Gr_x Pr)_f^{0,25} F (T_\infty - T_0)}{L}$$

O bien la expresión del Nusselt para la capa delgada laminar

$$Nu_x^T = C_l (Gr_x Pr)_f^{0,25} F$$

Siendo los parámetros C_l y F , para geometrías en 2D o flujo axisimétrico, y con T_∞ constante, los proporcionados por las expresiones:

$$C_l = \frac{0,503}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_f} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$F = \frac{|T_0 - T_\infty|^{5/12} (r^i \cos \Phi)^{1/3}}{\left[\frac{1}{L} \int_0^x |T_0 - T_\infty|^{5/3} (r^{4i/3} \cos \Phi)^{1/3} dx \right]^{0,25}} ; \quad i \begin{cases} = 0 & \text{para 2D} \\ = 1 & \text{para axisimétrico} \end{cases}$$

Para el caso de capa límite turbulenta el procedimiento es análogo

$$\Delta_{tx} = \frac{L}{C_t (Gr_x Pr)_f^{1/3}}$$

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_x = \frac{\lambda (T_\infty - T_0)}{\Delta_{tx}} = \frac{\lambda C_t (Gr_x Pr_f)^{1/3} (T_\infty - T_0)}{L}$$

$$C_t = \begin{cases} = C_t^V (\cos \Phi)^{1/3} ; & -\frac{\pi}{2} \leq \Phi \leq \arctan \left(\frac{C_t^V}{C_t^H} \right)^3 \\ = C_t^H (\sin \Phi)^{1/3} ; & \arctan \left(\frac{C_t^V}{C_t^H} \right)^3 \leq \Phi \leq \frac{\pi}{2} \end{cases}$$

$$C_t^V = \frac{0,13 Pr_f^{0,22}}{(1 + 0,61 Pr_f^{0,81})^{0,42}} ; \quad C_t^H \begin{cases} = 0,14 ; & Pr_f < 100 \\ = 0,15 ; & Pr_f > 1000 \end{cases}$$

Para el caso general de capa límite laminar-turbulenta, se calculan ambos espesores, no obstante como en todos los procesos de convección natural habrá siempre una zona inicial, en la que el Gr_x será lo suficientemente reducido como para que el régimen sea de tipo laminar, por lo que para tener en cuenta esta zona se establece para cuerpos convexos una ponderación de los números de Nusselt para ambos regímenes, en función de la geometría de estos [CHU 72]. La misma está recogida en el valor del exponente m de la siguiente expresión:

$$Nu_L = \left[(Nu_l)_f^m + (Nu_t)_f^m \right]^{1/m}$$

En los dos apartados siguientes tendremos ocasión de aplicar específicamente esta formulación, a la geometría concreta de las diferentes superficies de intercambio térmico que aparecen en el subenfriador, que no serán en definitiva sino la del serpentín y los recipientes interior y exterior.

7.4.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN PARA N₂

7.4.1.- Introducción. Diagrama (\dot{q}/A) vs ΔT

Si se realiza una aportación de energía térmica suficiente, a un líquido saturado, se produce la ebullición del mismo, a continuación comentaremos brevemente este fenómeno, como ilustración y preámbulo del estudio de los coeficientes de convección que aparecen en el mismo.

Para que en el seno de un líquido tenga lugar la formación de una burbuja, esta debe ser capaz de vencer la suma de la presión exterior, más la correspondiente a la fuerza de tensión superficial, resistentes a la formación y aumento de la intercara vapor-líquido; por tanto la presión del vapor P_g en el interior de la burbuja, debe ser superior a la presión de vapor del líquido P_l , pues para verificarse el equilibrio mecánico en la intercara esférica líquido-vapor debe cumplirse la relación:

$$\pi r^2 (P_g - P_l) = 2 \pi \sigma r$$

por lo cual

$$P_g = P_l + 2 \sigma / r$$

Ello supone que la temperatura del líquido ha de situarse ligeramente por encima de la que corresponderá a la de saturación para su presión, esto es ha de estar recalentado. Ello se debe a que lógicamente se ha de satisfacer el equilibrio térmico entre la burbuja y su entorno, esto significa la verificación de $T_g = T_l$.

En la ilustración de la fig. 7.4, se indican de forma cualitativa las condiciones del vapor y el líquido, como puede observarse estando el líquido a T_g y P_l , el mismo se sitúa a la derecha de la curva de saturación para superficie plana, en la zona por tanto de recalentamiento.

La diferencia de presiones $P_g - P_l$, se puede aproximar con un error mínimo por $P_\infty - P_l$, en base a la enorme diferencia de densidades entre las fases líquida y gaseosa, y posteriormente se puede traducir a diferencia de temperaturas $T_l - T_{sat}$, a partir de los datos de la curva presión-temperatura de saturación, en nuestro caso corresponden con los de la Tabla 5.1 de la página 29.

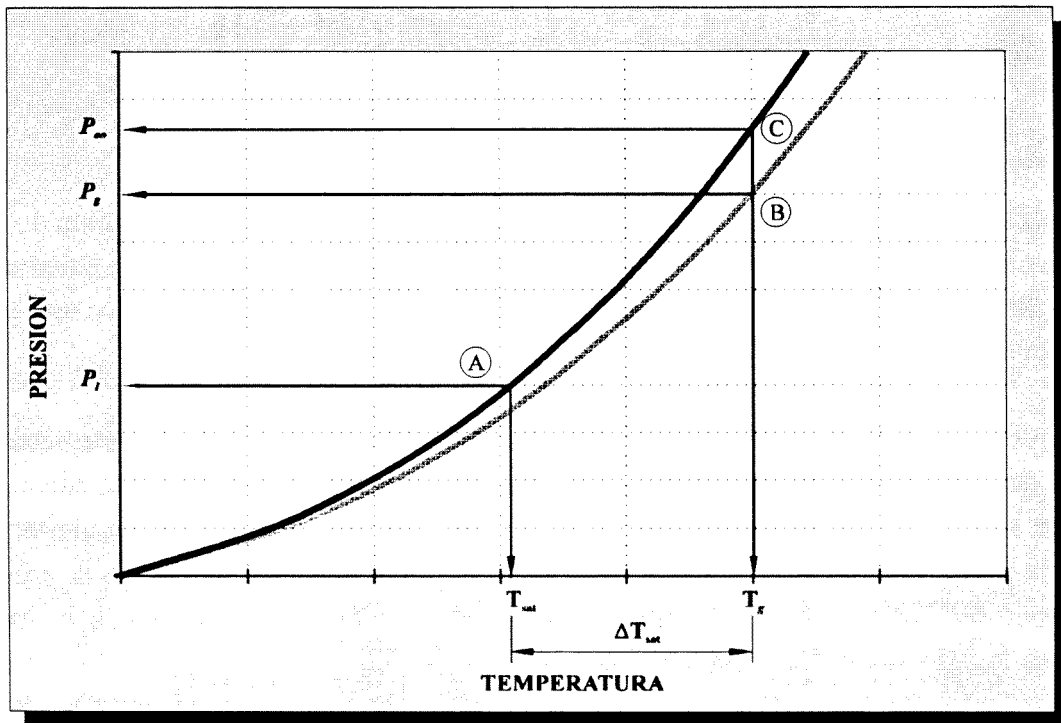


fig. 7.4 Representación de la necesidad de recalentamiento para la nucleación de burbujas en el proceso de ebullición

Esto en definitiva conduce a la obtención del recalentamiento necesario del líquido, para mantener el equilibrio con una burbuja de vapor de radio r , mediante la integración de la relación de Clausius-Clapeyron a lo largo de la mencionada curva de saturación.

$$\frac{dT}{dP} = \frac{T v_{lg}}{h_{lg}}$$

resultando:

$$T = \frac{T_{sat}}{1 - \left(\frac{T_{sat} R}{h_{lg}} \right) \ln \left[1 + \frac{2 \sigma}{r P_{sat}} \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} \right]}$$

Podemos afirmar que un núcleo de vapor cuyo radio esté por encima del de equilibrio marcado por la anterior expresión, podrá continuar evolucionando y convertirse en burbuja y separarse de la pared, mientras que si está por debajo, el mismo se vería condenado al colapso.

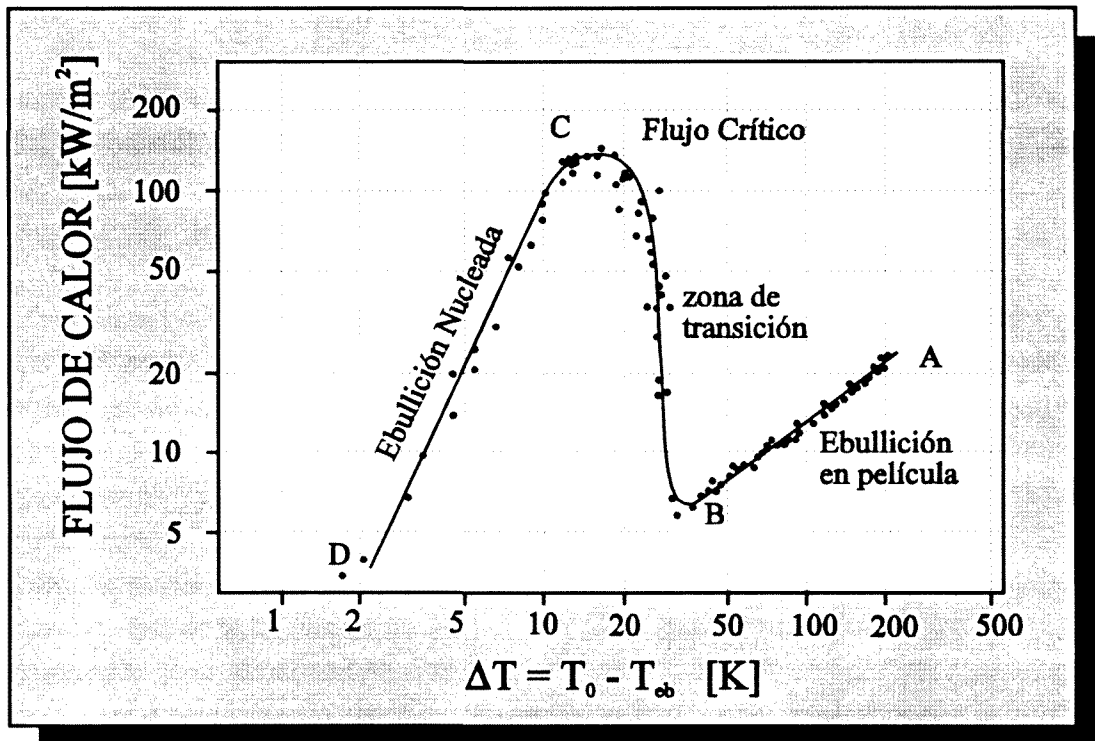


fig. 7.5 Curva de ebullición (\dot{q}/A) - ΔT

El diagrama de la fig. 7.5 reproduce¹ la forma que toma el flujo de calor frente a la diferencia de temperatura entre la pared y la de ebullición (saturación a la presión correspondiente). Es una forma típica en estos procesos, y que se muestra aquí al objeto de ilustrar el fenómeno así como algunos los órdenes de magnitud.

¹ Adaptación basada en figura reproducida en [BRA 80]. Datos originales procedentes de la obra *Boiling heat-transfer data for liquid nitrogen at standard and near-zero gravity* [MER 76].

Antes de entrar en el estudio de los coeficientes de convección, hacer la observación con respecto a que la figura de alguna forma permite formarse una idea con respecto a estos, ya que los mismos son proporcionales a los flujos de potencia que aparecen en el eje de ordenadas. Concretamente en base a la fórmula de Newton, para cada punto de la curva, el coeficiente de convección no será sino el cociente entre el valor de la ordenada y la abscisa correspondiente del mismo.

Para valores de ΔT muy reducidos, por debajo de 1 K, se producirá lo que se denomina ebullición incipiente, a continuación aparece un tramo de pendiente positiva (D-C) que corresponde con la ebullición nucleada, ambas serán las zonas de trabajo de nuestra investigación.

A continuación tras alcanzar un punto máximo (flujo crítico) se entra en una zona inestable o de transición (C-B), que conduce a un valor mínimo a partir del cual se vuelve a recuperar la pendiente positiva de la curva, lo que se conoce como zona de ebullición en película (B-A), así denominada porque el líquido no está en contacto con la superficie, ya que el propio vapor producido forma una película que los separa.

Se puede observar que sobre los 15 K de diferencia de temperatura se encuentra el pico de flujo crítico, de valor aproximado 150 W/m^2 , pudiendo apreciarse que si se pretende aumentar ligeramente este último, entonces la diferencia de temperaturas se dispara sobre los 550 K (más allá del límite reproducido en el gráfico), ello se debe a que se pasa directamente a la zona de ebullición en película.

Esta zona que en algunas aplicaciones industriales es problemática y debe ser evitada, en muchas aplicaciones criogénicas sucede todo lo contrario. Efectivamente puede observarse como incluso la gráfica presenta comparativamente una extraordinaria concentración de puntos, correspondientes a observaciones experimentales precisamente en la zona de ebullición en película, para diferencias de temperaturas por encima de un ΔT de 35 K.

La justificación es trivial, basta observar que la diferencia de temperaturas entre el N_2 saturado a la presiones de trabajo usuales, y la ambiental están dentro de la referida zona de ebullición, de tal manera que buena parte del interés industrial de las aplicaciones criogénicas, se centra en esa zona de ebullición, ya que se basan en hacer entrar en contacto directo el nitrógeno con el material a tratar. Ello conlleva necesariamente

aparejado que el interés científico y las investigaciones se hayan dirigido con carácter prioritario hacia la misma.

De esta manera podemos observar en el gráfico que la zona de saltos de temperatura bajos (inferiores a 10 K), presenta una densidad de puntos experimentales relativamente reducida, y tanto más cuanto menor es el ΔT .

Lo cierto es que industrialmente son relativamente reducidos los casos en que se debe trabajar con nitrógeno saturado en esa zona, y ello justifica en buena parte la desatención comparativa que la misma sufre por los investigadores, y que de alguna manera se ha tenido ocasión de comprobar en el estudio de la literatura.

Como quiera que sea, en el establecimiento de la metodología objeto de los trabajos, nos encontramos con la necesidad de abordar el estudio de forma específica y exclusiva, precisamente de esa zona de pequeñas diferencias de temperatura, por lo que nos centraremos en ese tramo inicial de la ebullición.

De esta manera, como tendremos ocasión de analizar a lo largo de este capítulo, veremos que aparecen discrepancias, en ocasiones de un orden de magnitud importante, entre los valores de los coeficientes de convección propuestos por diferentes autores para la misma, si bien se ha de especificar que la formulación utilizada no es específica de aplicaciones criogénicas a estas temperaturas, sino que se formula en muchas ocasiones para la generalidad de fluidos, habiendo sido específicamente contrastada en rangos de temperaturas superiores.

No obstante además de la convección natural con y/o sin cambio de fase que tiene lugar en la cara exterior del serpentín, también tendremos que analizar la convección forzada que acontece en la cara interior del mismo.

7.4.2.- Ebullición nucleada en piscina

Industrialmente suele ser la zona buscada en elementos de intercambio de calor, puesto que permite la obtención de un flujo máximo (flujo crítico), con valores por encima de los conseguidos mediante la ebullición en película y con saltos de temperatura

notablemente menores, por lo que el ahorro energético conseguido es muy importante, al precisar de temperaturas de pared comparativamente bajas.

Esta zona va precedida de otra en la que el sobrecalentamiento no es lo suficientemente elevado como para que se produzca la formación, crecimiento y finalmente separación de burbujas que la caracteriza, es la zona de ebullición incipiente, que se tratará como convección natural.

El hecho que caracteriza al fenómeno de la ebullición nucleada, no es otro que el de la formación de burbujas, desde puntos preferenciales, localizados de forma aleatoria sobre la superficie calefactora. Un incremento de la temperatura de esta superficie produce un aumento de estos focos de nucleación, provocando un rápido incremento del flujo de calor.

No obstante no debe pensarse que lo que se conoce como ebullición nucleada es una zona caracterizada por una fenomenología homogénea y uniforme a lo largo de la misma, antes al contrario se presentan zonas diferenciadas notablemente, y si bien es difícil de establecer las fronteras de las mismas, si podemos apuntar las características que las hacen genuinas dentro de esta zona de ebullición. Básicamente distinguiremos cuatro regiones cuyos saltos de temperatura y flujo de potencia son crecientes en el siguiente orden.

Región de burbujas discretas : En un primer estadio la diferencia de temperatura es ya lo suficientemente elevada como para que se produzca el desprendimiento de burbujas, y estas se desprenden de forma aislada, los focos de nucleación son relativamente escasos y distantes, no presentándose interferencias apreciables entre las burbujas emergentes de los mismos.

Primera región de transición : Al aumentar algo más la diferencia de temperatura, aparecen más puntos de nucleación, y además se incrementa la frecuencia de partida de las burbujas, ello provoca dos fenómenos, por un lado hace que aparezcan interferencias entre las burbujas procedentes de un mismo foco, dando lugar a columnas de vapor, y por otro las también interferencias entre burbujas procedentes de focos de nucleación muy próximos que origina la formación de cámaras de vapor con forma característica de hongo (del inglés *vapor mushrooms*).

Región de grandes cámaras de vapor : Si la diferencia de temperaturas sigue en aumento, la densidad de puntos de nucleación aumentará notablemente (según propone Brown y se acepta de forma generalizada [BRO 67] esta densidad es proporcional a una potencia de la diferencia de temperaturas entre la pared y la de ebullición), ver la fórmula de la página 112. De esta forma la interferencia entre las burbujas de diferentes focos es generalizada, de tal manera que la formación de burbujas desde focos activos pierde su identidad, y se traduce en la agrupación de las mismas formando grandes cámaras de vapor por encima de estos puntos de nucleación.

Estas cámaras se encuentran por así decirlo, suspendidas sobre una estrecha película de líquido que está perforada por multitud de columnas de vapor tal como observaron Katto y Yokoya [KAT 68], es lo que se denomina en la literatura como *macrocapa*.

Segunda región de transición : Por último si la diferencia de temperaturas es tan elevada, el flujo de calor y la evaporación se incrementan de tal manera que se hace difícil que el líquido alcance dentro de esta macrocapa a toda la superficie del sólido, llegando a aparecer las primeras zonas de superficie seca, en las cuales al no disponer de líquido el flujo de calor disminuirá (téngase en cuenta que es una zona en la que han desaparecido los focos de nucleación).

Se observa por este motivo en la fig. 7.5 una disminución de la pendiente de la curva de potencia en esta zona, hasta que se alcanza un valor máximo (flujo crítico) que marca el límite de la ebullición nucleada, a partir de ahí se entra en la zona de transición, al invertirse la pendiente de la curva.

En cualquier caso este fenómeno de formación y separación de burbujas en los focos de nucleación, no elimina la existencia de la convección natural del líquido en el resto de superficie, sino que al contrario complementa la misma, de tal manera que el flujo de potencia global en ebullición nucleada, se puede entender como la suma de la contribución de varios mecanismos [PAU 92].

En este sentido cabe señalar además que la formación y partida de una serie de burbujas, lleva asociado algo más que una transmisión de calor en forma de calor latente, supone además la introducción de una distorsión en el campo de velocidades del líquido en un entorno próximo a las mismas, y por tanto lleva asociada una convección forzada en esa zona de influencia.

Evidentemente la aportación relativa de cada uno de estos tres mecanismos al flujo de calor total el ebullición nucleada varía en función del salto térmico y del flujo de calor, de tal manera que para valores reducidos del mismo es la convección natural (ebullición incipiente) la que cobra protagonismo, para irlo cediendo a medida que ΔT aumenta hacia la forzada y la latente, si bien cuando el salto y el flujo son notables, en zona próxima al flujo crítico (segunda región de transición), prácticamente todo el peso lo asume el intercambio en forma de calor latente.

La siguiente figura recoge un ejemplo de las contribuciones relativas de cada uno de mecanismos al flujo de calor para un caso concreto, y que de alguna manera pretende ilustrar lo antedicho.

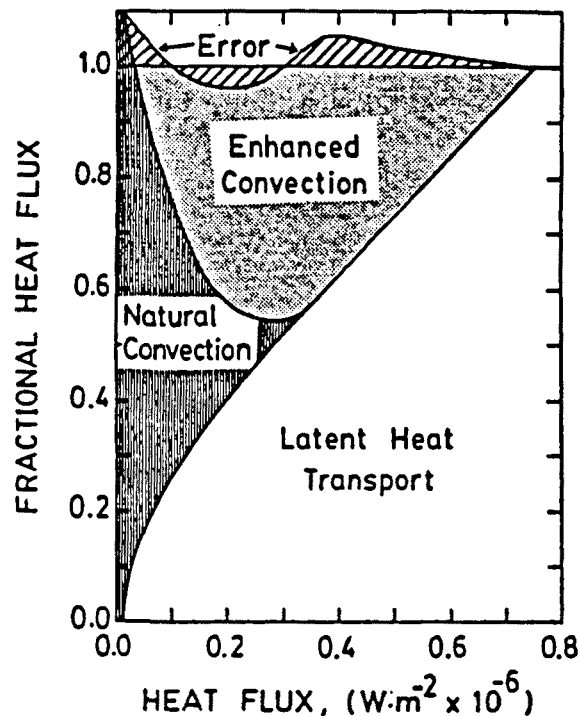


fig. 7.6 Contribución relativa de los diferentes mecanismos que intervienen en el fenómeno de la ebullición nucleada

En definitiva se pone de manifiesto que se trata de una fenomenología compleja, en la que intervienen multitud de factores, tanto por parte del fluido como de la superficie, y en el que se presentan diferentes mecanismos de transmisión simultáneamente, por lo que se

intuye la enorme dificultad para establecer una formulación de carácter universal, que pueda ser de aplicación para las diferentes zonas de la curva, y para toda la generalidad de combinaciones fluido-superficie calefactora.

El estado de la cuestión, en los momentos actuales quizás puede resumirse en un párrafo recogido de una obra reciente como *Pool and External Flow Boiling* [FUJ 92], en la que tras reconocerse el empuje que las investigaciones han sufrido en los últimos tiempos, en el sentido de conseguir correlaciones que predigan la curva de ebullición, bajo cualesquiera condiciones, en base al profundo conocimiento del proceso que tiene lugar, cita posteriormente:

... Unfortunately, there is still considerable disagreement about the shape and location of the boiling curve, and also on the details concerning boiling heat transfer mechanism.

Es sintomático que esta frase proceda de toda una autoridad en el tema como lo es el Dr. Yasunobu Fujita, sobre todo considerando la fecha tan reciente. De alguna manera se puede entender que este es un campo en el que los investigadores, tienen (tenemos) amplias posibilidades para desarrollar su labor y experimentación.

Toda la formulación que se analizará se origina en estudios acerca de los que la literatura denomina nucleación homogénea [YAN 91], que a diferencia de la heterogénea se caracteriza por la ausencia de interfases preexistentes en el líquido (tales como microburbujas de gas, o partículas sólidas entre otras).

Tal como resume la obra *Handbook of heat transfer fundamentals* [ROH 85], el efecto de la superficie debería contemplarse en los coeficientes (y posiblemente incluso los exponentes) de las correlaciones que pretendan explicar este fenómeno.

No obstante el autor reconoce la dificultad de englobar este efecto de manera absolutamente satisfactoria, afirmando:

" At the present moment there is no satisfactory way to include quantitatively the effect of the solid surface in any correlation equation; in spite of this, some researchers present correlation equations with a fixed magnitude for the coefficient. ... "

Las características particulares de la superficie determinarán la densidad de puntos activos de nucleación, y tal como propone Brown [BRO 67] esta se puede expresar en función del radio mínimo que ha de tener la cavidad, para poder ser activa con un salto de temperaturas ΔT_{sat} determinado

$$N = B \left(\frac{1}{r_{\min}} \right)^n$$

$$r_{\min} = 2 \sigma T_{sat} \frac{1/\rho_g - 1/\rho_l}{h_{lg} \Delta T_{sat}}$$

Múltiples estudios de origen empírico ([BIE 78, 79], [MIK 69],...) proponen valores para n entre 2,5 y 6, no obstante existen también otros de tipo analítico que van mas allá de esta propuesta ([YAN 88], [GAE 63],...), y que se han desarrollado para estimar con mayor o menor fortuna esta densidad de focos de nucleación, incluyendo además la forma y tamaño de las cavidades, para diferentes materiales.

También se ha de considerar el hecho de que existe una zona de influencia para cada foco de nucleación y burbuja, y que puede existir una superposición de las mismas en focos vecinos, que conlleva un fenómeno de activación o desactivación de estos focos. Ello además se completa con el estudio y predicción del radio de escape de la burbuja (radio máximo), su período de crecimiento, y frecuencia de partida.

En general se puede expresar el flujo de calor para ebullición nucleada como una potencia de la diferencia de temperatura entre la pared y el fluido saturado ¹.

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{NB} = B' \Delta T_{sat}^n$$

¹ Ello tiene una un origen evidente, si consideramos que el flujo de calor será proporcional a la densidad de focos de nucleación. Basta mirar la expresión de Brown, para observar en la misma, que esta densidad no es sino una potencia n de la misma diferencia de temperaturas.

Teniendo en cuenta que el coeficiente de convección es el cociente entre el flujo de calor y la diferencia de temperaturas, podemos expresar el primero a partir del segundo según la siguiente relación:

$$h = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{sat}} \Big|_{NB} = B' \Delta T_{sat}^{n-1} = B'' \left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{NB}^{1-\frac{1}{n}}$$

Tal y como se ha indicado, en palabras de Rohsenow estos coeficientes y exponentes dependerán en general de múltiples parámetros físicos, propiedades del fluido, rugosidad y propiedades del material de la superficie caliente, tamaño y geometría de la misma, etc.

Del análisis adimensional Stephan y Preußer [STE 79], proponen una reducción para sólo 5 números adimensionales:

$$Nu_{D_b} = \frac{h D_b}{\lambda_l} = 0,1 \left[\frac{\dot{q}/A}{\lambda_l T_{sat}} \right]_{NB}^{0,674} \left[\frac{h_{lg} D_b^2}{\alpha_l^2} \right]^{0,371} \left[\frac{\rho_g}{\rho_l} \right]^{0,156} \left[\frac{\alpha_l^2 \rho_l}{\sigma D_b^2} \right]^{0,35} Pr_l^{-0,16}$$

$$D_b = 0,0146 \varphi \left[\frac{2 \sigma}{g (\rho_l - \rho_g)} \right]^{1/2}$$

Donde D_b es el diámetro de separación de la burbuja, predicho por la última expresión correspondiente a Fritz [FRI 35], siendo φ el ángulo de contacto, que se toma igual a 45° para el agua y 35° para el resto de fluidos.

En cualquier caso para evaluar la correlación anterior se precisa del conocimiento de hasta siete propiedades del fluido, por lo que otros investigadores como Gorenflo, proponen como alternativa al uso de estos números adimensionales, describir el fenómeno como función de la presión reducida. Así encontramos la propuesta de Gorenflo [GOR 91] en el Wärmetlas:

$$\frac{h}{h_o} = F(P_r) \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_o} \right)^n \left(\frac{R_a}{R_{a_o}} \right)^{0,133}$$

$$F(P_r) = 1,2 P_r^{0,27} + \left(2,5 + \frac{1}{1 - P_r} \right) P_r$$

$$n = 0,9 - 0,3 P_r^{0,3}$$

Esta expresión en la que h_o es un valor de referencia disponible para toda una gama de diferentes fluidos, determinado experimentalmente en las condiciones también referenciales $\dot{q}_o / A = 20000 \text{ W/m}^2$, $R_{a_o} = 0,4 \mu\text{m}$, y $P_{r_o} = 0,1$.

Para evitar tener que conocer este coeficiente de referencia encontramos una propuesta basada en lo que se denomina la similitud termodinámica [LEI 92], que no es sino una extensión del principio de los estados correspondientes, a otras propiedades de los fluidos más allá de las variables de estado.

De igual forma que las variables de estado se adimensionalizan (valores reducidos) mediante su valor crítico, la similitud termodinámica trata también de adimensionalizar (establecer valores reducidos) otras propiedades así como algunas magnitudes que intervienen en el fenómeno, mediante valores de referencia, que a su vez serán función de los valores críticos.

Estas serán las expresadas a continuación, por este orden el flujo de calor, el coeficiente de convección y una longitud característica, tal como la rugosidad, el diámetro, etc.

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{ref} = P_{cr} \left(\frac{\mathfrak{R} T_{cr}}{M_{mol}} \right)^{1/2}$$

$$h_{ref} = P_{cr} \left(\frac{\mathfrak{R}}{M_{mol} T_{cr}} \right)^{1/2}$$

$$L_{ref} = \left(\frac{k T_{cr}}{P_{cr}} \right)^{1/3}$$

Así se establece la siguiente correlación entre valores reducidos de todas las magnitudes, formulada por Leiner y Gorenflo [LEI 92]

$$h_r = 0,376 C^{0,077} K^{0,85} F(P_r) \left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_r^n R_r^{0,133}$$

donde la función F de la presión reducida es lógicamente la expuesta con anterioridad para la correlación de Gorenflo, mientras que los parámetros K y C vienen dados por las siguientes expresiones:

$$K = -T_r \frac{\ln P_r}{1 - T_r}$$

$$C = \frac{C_{pl} M_{mol}}{\Re}$$

La correlación de Leiner-Gorenflo es formalmente universal, y parece adecuada para estimar los coeficientes de convección en ebullición nucleada para todos los fluidos, aquellos para los que no se conoce h_o y no se puede aplicar la de Gorenflo, e incluso para los que no se disponga de datos experimentales.

No obstante hay un aspecto que se vislumbra de extraordinaria importancia, con respecto a este tipo de formulaciones. La tensión superficial del líquido, la cual como ya ha quedado de manifiesto en la introducción del apartado 7.4.1, juega un papel fundamental y controla de alguna manera el fenómeno de la nucleación, la misma depende de la disposición específica de las moléculas en el contorno de la intercara, la cual no puede ser caracterizada por parámetros específicos derivados de las propiedades de la masa de fluido.

Tras exponer lo que probablemente sea lo más novedoso del estado del arte que ha llegado a mis manos hasta la fecha, vamos a continuación a exponer y someter a análisis algunas

de las más representativas y utilizadas correlaciones, que estiman bien el flujo de calor, bien el coeficiente de convección en la zona de ebullición nucleada.

Comentar que en base a lo antedicho, se diferencian claramente dos tipos, aquellas en las que intervienen todo un abanico de propiedades del fluido y números adimensionales, y aquellas que son función de la presión reducida.

De entre las primeras una de las más tempranas correlaciones expresadas en la literatura la encontramos en otra obra del fecundo autor Warren Rohsenow [ROH 52], que propone la siguiente expresión:

$$\frac{C_{pl} \Delta T}{h_{lg}} = \xi_{sf} \left[\frac{\dot{q}/A|_{NB}}{h_{lg} \mu_l} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \right]^r Pr_l^s$$

$$\frac{\dot{q}}{A}|_{NB} = \left[\xi_{sf} \frac{C_{pl} \Delta T}{h_{lg}} Pr_l^{-s} \right]^{1/r} h_{lg} \mu_l \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_g)}{\sigma}}$$

Donde el parámetro ξ_{sf} es función de la combinación superficie-fluido y sobre el que encontramos un detallado estudio en la obra de Mikic y Rohsenow [MIK 82], mientras que los exponentes toman los valores $r = 0,33$ y $s = 1,7$.

De entre las del segundo tipo podríamos destacar una muy utilizada en procesos industriales, no así en criogenia, no es otra que la correlación propuesta por Borishanski [ROH 85], la cual solo contempla la diferencia de temperaturas entre pared y ebullición ($\Delta T = T_0 - T_{sat}$) y la presión de saturación en forma de presión reducida:

$$\frac{\dot{q}}{A}|_{NB} = 4,8E-4 \Delta T^{3,33} P_{cr}^{2,3} F(P_r)^{3,33}$$

$$F(P_r) = 1,8 P_r^{0,17} + 4 P_r^{1,2} + 10 P_r^{10}$$

Una variación con respecto a la anterior la propone Mostinski [MOS 63], y simplemente supone una ligera modificación del coeficiente de la curva (el cual de alguna manera contempla las características de la superficie), pasando a ser este $4,85E-4$.

En cualquier caso los resultados obtenidos con este tipo de formulación parecen apartarse notablemente (en orden de magnitud para bajos saltos de temperaturas) de los valores experimentales que se pueden observar en la gráfica de la fig. 7.5 de la página 105. Los valores resultan excesivamente bajos, tal como se pone de manifiesto en la tabla comparativa que para la presión de 0,1 MPa, así como en la gráfica que refleja las diferentes curvas respecto a los valores experimentales de Merte se realiza al efecto.

Probablemente la divergencia de este tipo de correlaciones para la aplicación criogénica que nos ocupa, lo encontremos en el comentario que antes hemos realizado al respecto de la importancia relativa que juega la tensión superficial en el fenómeno de la nucleación. En procesos de ebullición en los que las presiones de trabajo se encuentren muy alejadas de la presión crítica, la diferencia de presiones entre las fases vapor y líquido son pequeñas, por lo que la tensión superficial esta relegada a jugar un papel de escasa relevancia, ello permite que las correlaciones como la de Borishanski tengan una fiabilidad más que aceptable en estos casos.

Ahora bien si como en el problema objeto de estudio, nos encontramos con que la zona de trabajo está en términos comparativos, relativamente próxima al punto crítico, las diferencias de presiones entre ambas fases se acentúan, y la tensión superficial es determinante en el fenómeno, y al no estar esta considerada en las correlaciones de este estilo, ello podría explicar en buena parte el por que los resultados obtenidos son erróneos incluso en orden de magnitud.

Dentro de las del primer tipo que se perfilan como las más adecuadas en este caso, también sometemos a observación la correlación propuesta por Clark [CLA 63], que además es específica y contrastada experimentalmente con datos de algunos fluidos criogénicos y que una vez operada en la forma adecuada, al objeto de poder establecer comparaciones, toma la siguiente expresión:

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{NB} = 3,25E5 \ h_{lg} \ \mu_l \ \sqrt{\frac{g (\rho_l - \rho_g)}{\sigma}} \left[\frac{C_{p_l} \Delta T}{h_{lg}} \left(\frac{T_r}{Pr_l} \right)^{1,8} \right]^{2,89}$$

Esta correlación supone como novedad la incorporación del efecto de la presión en base a la inclusión de la temperatura reducida.

Los resultados se ajustan notablemente más a los valores experimentales de Merte, sin embargo aun quedan por debajo de estos, para la zona de bajas diferencias, que es la que especialmente nos interesa en este estudio.

La siguiente fórmula es propuesta por Kutateladze

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{NB} = 1,90418E-9 \ \frac{(\Delta T \lambda)^{2,5}}{(h_{lg} \rho_g \alpha)^{1,5}} \left(\frac{\sigma}{g \rho} \right)^{-0,03125} \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^{0,625} \frac{P^{1,75}}{(g \sigma \rho)^{0,875}}$$

Sus resultados ajustan algo mejor que los de Clark, e incluso la pendiente de la curva se parece más al ser algo menor, pero no obstante continúan siendo valores inferiores a los experimentales, si bien se ajustan mejor a medida que nos acercamos al CHF (flujo crítico), de hecho ello tiene buena lógica, si consideramos el hecho de que este punto fue ampliamente estudiado por este autor, proponiendo la siguiente correlación para determinar su valor (el coeficiente 0,131 es el correspondiente específicamente al nitrógeno, para otros fluidos se ha de considerar otro valor).

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{crit} = 0,131 \ h_{lg} \ \rho_v^{1/2} \ [g \ \sigma (\rho_l - \rho_g)]^{1/4}$$

se obtiene un resultado para el flujo crítico de 184871 W/m² el cual encaja perfectamente con el valor obtenido para un salto de temperatura de 15 K, con la formula de ebullición nucleada propuesta por el mismo autor, tal como refleja la tabla y la gráfica.

Una variación sobre la correlación anterior de Kutateladze, basada en datos experimentales específicos de fluidos criogénicos, la formulan Brentani y Smith [BRE 80], y si bien cabe

destacar que la misma originalmente fue propuesta para el oxígeno, podría ser extensible a otros fluidos como el nitrógeno. La expresión formulada es la siguiente:

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{NB} = 0,487E-9 \left(\frac{C_{pl}}{h_{lg} \rho_g} \right)^{1,5} \lambda_l \rho_l^{1,282} P^{1,75} \frac{\Delta T^{2,5}}{\sigma^{0,906} \mu_l^{0,626}}$$

Como era previsible los resultados obtenidos encajan bastante con los aportados por la correlación de Kutateladze. Sin embargo puede observarse que se ajustan sensiblemente mejor a los valores experimentales de la curva, para la zona de bajas diferencias de temperaturas, mientras que a partir de saltos por encima de 4 K, los valores estimados son superiores a los experimentales, en sintonía con otras correlaciones, como las propuestas por Clark o Rohsenow.

Como comentario general debe indicarse que, el hecho de que las diferentes correlaciones presenten desviaciones, respecto a los datos experimentales específicos para la pareja nitrógeno-Inox, no invalida en modo alguno las mismas, debe contemplarse como un síntoma de la complejidad del fenómeno, y de la dificultad de universalizar las propuestas, cuando estas se basan en datos experimentales para otros fluidos y otras superficies calefactoras.

Tal como ya se ha comentado y destacan de forma reiterada múltiples autores a lo largo de la práctica totalidad de la literatura consultada, los coeficientes e incluso los propios exponentes de estas correlaciones deben ajustarse específicamente en base a la combinación superficie-fluido.

T_0	ΔT	Borishansky	Mostinski	Clark	Rohsenow	Kutatelatze	Brentani	Propuesta
77.73	0.5	1.8	1.9	22.8	18.0	37.5	66.7	180.5
78.23	1.0	18.6	18.8	168.7	143.8	212.1	377.1	742.4
78.73	1.5	71.7	72.4	544.5	485.2	584.4	1039.3	1698.2
79.23	2.0	186.8	188.8	1250.4	1150.2	1199.7	2133.5	3054.4
79.73	2.5	392.8	396.9	2382.9	2246.4	2095.8	3727.0	4815.9
80.23	3.0	720.9	728.4	4036.0	3881.8	3306.0	5879.1	6986.4
80.73	3.5	1204.5	1217.0	6301.2	6164.2	4860.3	8643.3	9568.9
81.23	4.0	1878.9	1898.5	9268.7	9201.3	6786.5	12068.7	12566.0
81.73	4.5	2781.3	2810.3	13027.2	13101.1	9110.2	16201.0	15980.0
82.23	5.0	3950.2	3991.4	17664.1	17971.4	11855.5	21083.1	19812.9
82.73	5.5	5425.7	5482.2	23265.7	23919.9	15045.4	26755.7	24066.5
83.23	6.0	7249.3	7324.8	29917.4	31054.6	18701.4	33257.4	28742.3
83.73	6.5	9463.5	9562.1	37703.9	39483.1	22844.4	40625.0	33841.9
84.23	7.0	12112.3	12238.5	46709.0	49313.5	27494.2	48893.9	39366.8
84.73	7.5	15240.7	15399.4	57015.7	60653.4	32670.0	58098.2	45318.1
85.23	8.0	18894.7	19091.5	68706.4	73610.8	38390.2	68270.8	51697.0
85.73	8.5	23121.5	23362.3	81863.0	88293.4	44672.8	79443.3	58504.7
86.23	9.0	27969.1	28260.4	96566.8	104809.1	51535.0	91646.6	65742.2
86.73	9.5	33486.5	33835.3	112898.5	123265.7	58993.6	104910.5	73410.6
87.23	10.0	39723.8	40137.6	130938.4	143771.1	67065.0	119264.1	81510.8
87.73	10.5	46731.6	47218.4	150766.3	166433.0	75765.1	134735.8	90043.6
88.23	11.0	54561.7	55130.1	172461.4	191359.3	85109.4	151353.2	99009.9
88.73	11.5	63266.6	63925.6	196102.8	218657.8	95113.1	169143.2	108410.7
89.23	12.0	72899.4	73658.8	221769.0	248436.4	105791.0	188132.1	118246.5
89.73	12.5	83514.3	84384.2	249538.2	280802.9	117157.7	208345.9	128518.2
90.23	13.0	95166.0	96157.3	279488.1	315865.1	129227.3	229809.6	139226.6
90.73	13.5	107910.0	109034.1	311696.3	353730.8	142013.7	252548.2	150372.2
91.23	14.0	121802.7	123071.4	346239.9	394507.8	155530.6	276585.8	161955.8
91.73	14.5	136900.8	138326.8	383195.7	438304.1	169791.4	301946.4	173978.0
92.23	15.0	153261.9	154858.4	422640.2	485227.4	184809.3	328653.3	186439.5

Tabla 7.13 Resultados del flujo de potencia obtenido mediante diferentes correlaciones para la zona de ebullición nucleada.

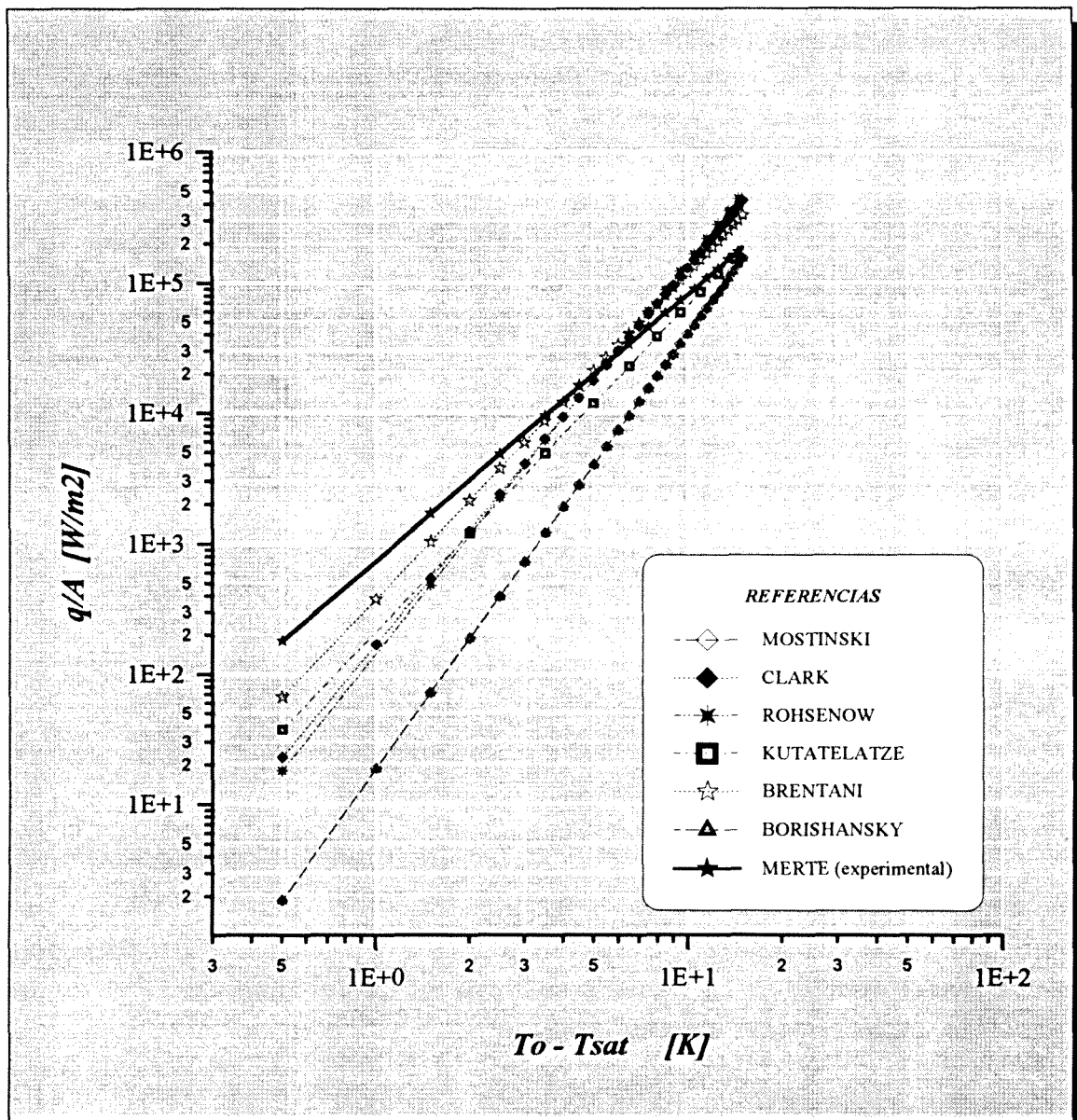


fig. 7.7 Flujo de potencia frente a diferencia de temperaturas. Comparación de diferentes tipos de correlaciones para ebullición nucleada.

Por tanto y teniendo en cuenta que ninguna de las correlaciones acaba de ajustarse lo suficiente los valores, lo que procederemos a realizar para la adecuada contemplación del coeficiente de convección en ebullición nucleada, es proponer una correlación en base a parámetros adimensionales (modificada de la de Kutateladze), y correlacionando en base a las necesidades citadas tanto el coeficiente como los diferentes exponentes de los parámetros que aparecen en la misma.

Realizando el ajuste, en el que se ha corregido la correlación por mínimos cuadrados, en base a la consideración de que al aparecer simultáneamente valores muy dispares de la magnitud correlacionada, estos mínimos cuadrados se han tomado en términos relativos y no absolutos.

Ello ha permitido mejorar de forma notable los valores conseguidos en las primeras correlaciones, en la que era prácticamente imposible obtener regresores que ajustaran las curvas de forma homogénea a todo el campo de aplicación.

Finalmente la correlación propuesta queda de la forma

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{NB} = 2,4E-9 \frac{(\Delta T \lambda)^{2,075}}{(h_{lg} \rho_g \alpha)^{1,5131}} \left(\frac{\sigma}{g \rho} \right)^{-0,038} \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^{0,623} \frac{P^{1,751}}{(g \sigma \rho)^{0,8783}}$$

Por otro lado también aparecen en la literatura cuando se trata de realizar ajustes específicos, correlaciones directas entre el flujo de calor y la diferencia de temperaturas, en este sentido también se ha realizado un ajuste estadístico sobre una curva de tipo logarítmico, obteniéndose el siguiente resultado.

$$\log_{10} \left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{NB} = 2,87066498 + 2,04055 \log_{10} \Delta T$$

ΔT	LOGARIT.	KUTATEL.	EXPERIM.	ϵ_{Log}	ϵ_{Kutat}
0,5	180,46	161,03			
1	742,44	678,50			
1,5	1698,19	1573,76			
1,7	2192,34	2040,48	2400	8,65258	14,98015
2	3054,44	2858,82	3300	7,44118	13,36899
2,5	4815,94	4542,30			
3	6986,42	6630,96	6900	-1,25248	3,89907
3,5	9568,92	9130,43	9800	2,35794	6,83234
4	12566,04	12045,49	13500	6,91821	10,77413
4,5	15980,04	15380,34	14500	-10,20715	-6,07134
5	19812,91	19138,72			
5,5	24066,45	23323,98	22600	-6,48872	-3,20345
6	28742,30	27939,20			
6,5	33841,95	32987,19			
7	39366,77	38470,56	34100	-15,44507	-12,81690
7,5	45318,05	44391,75	51700	12,34419	14,13589
8	51696,99	50753,01	50100	-3,18760	-1,30341
8,5	58504,70	57556,50			
9	65742,24	64804,22	59400	-10,67718	-9,09802
9,5	73410,62	72498,09	68400	-7,32547	-5,99136
10	81510,77	80639,92	87600	6,95118	7,94530
10,5	90043,59	89231,44	96400	6,59379	7,43627
11	99009,95	98274,29			
11,5	108410,7	107770,1			
12	118246,5	117720,3	109400	-8,08637	-7,60535
12,5	128518,2	128126,3	136300	5,70930	5,99683
13	139226,6	138989,7	128600	-8,26326	-8,07906
13,5	150372,2	150311,7	134900	-11,46938	-11,42450
14	161955,8	162093,6	173400	6,59988	6,52044
14,5	173978	174336,7	175600	0,92366-	0,71945
14,8	181402,2	181904,4	179450	1,08787	-1,36772
15	186439,5	187042,1	193200	3,49921	3,18730

Tabla 7.14 *Valores comparativos de los resultados y de las correlaciones propuestas frente a los valores experimentales, así como los errores relativos de estas*

En la siguiente gráfica se muestran los valores de la tabla anterior para las curvas propuestas, así como la dispersión de valores experimentales utilizada.

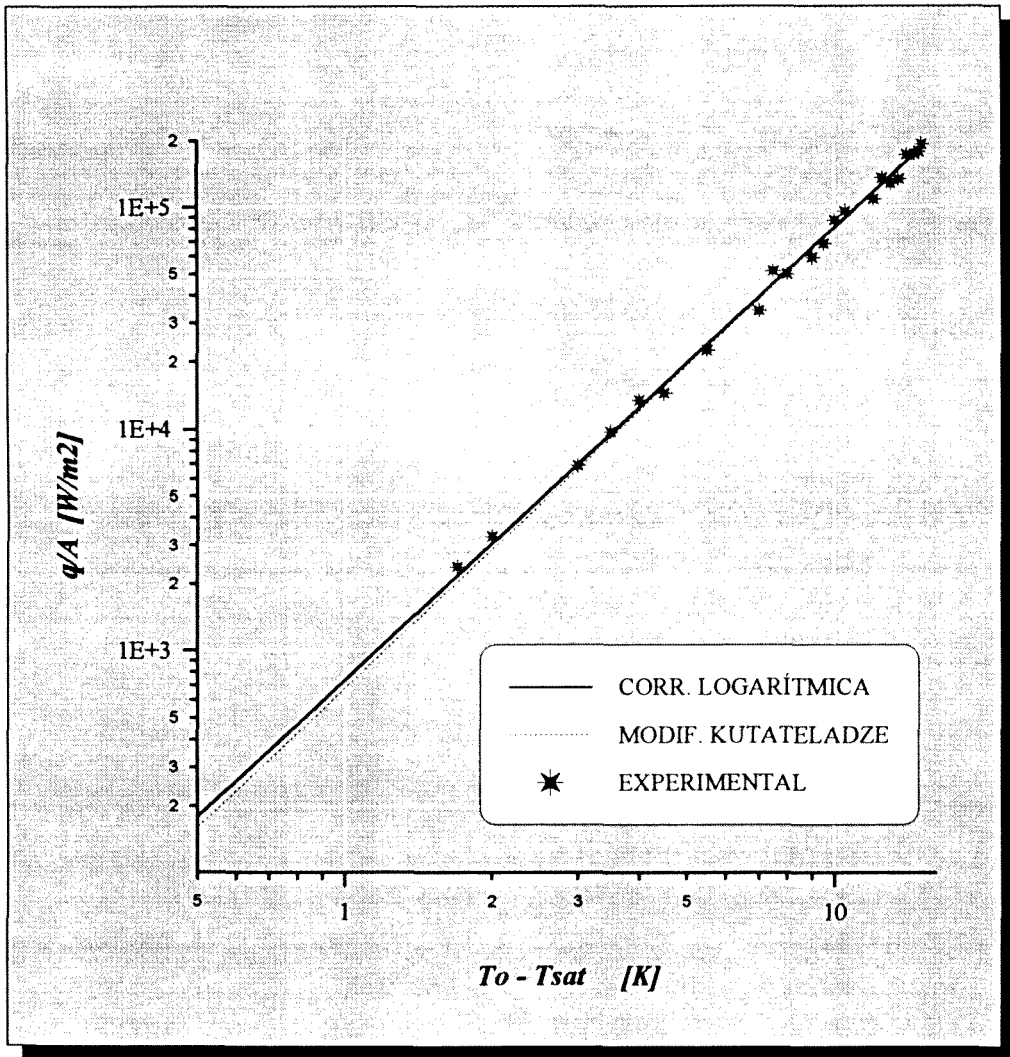


fig. 7.8 Valores experimentales y correlaciones propuestas para el flujo de potencia en ebullición nucleada

Puede observarse en ella que ambas curvas son muy similares, lo que habla por sí solo de la bondad de las correlaciones, no obstante vamos a mostrar a continuación gráficamente la dispersión de los residuos de cada una de ellas.

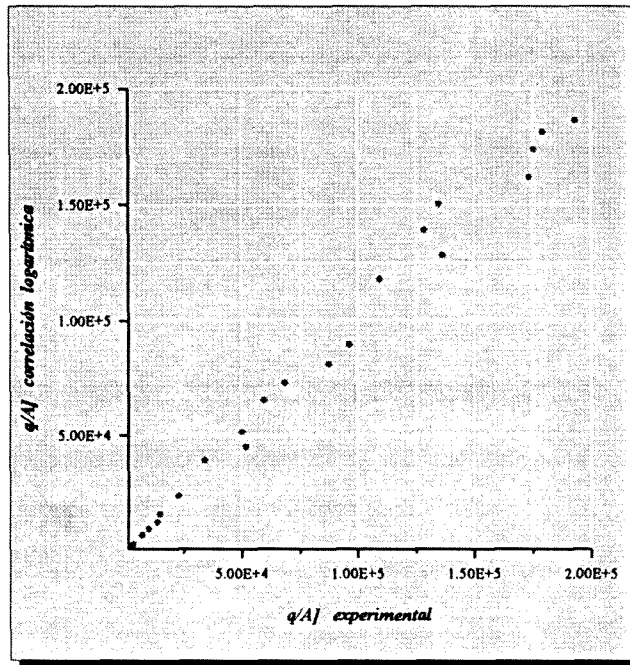


fig. 7.9 Valores experimentales frente a los de la correlación logarítmica

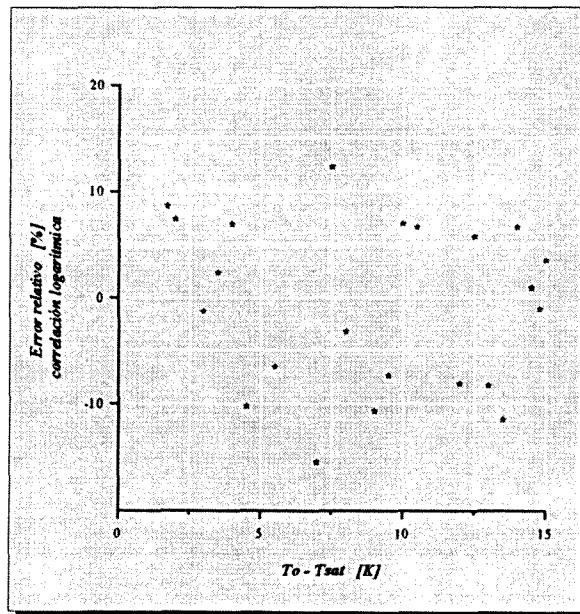


fig. 7.10 Dispersión de residuos para el ajuste de la correlación logarítmica

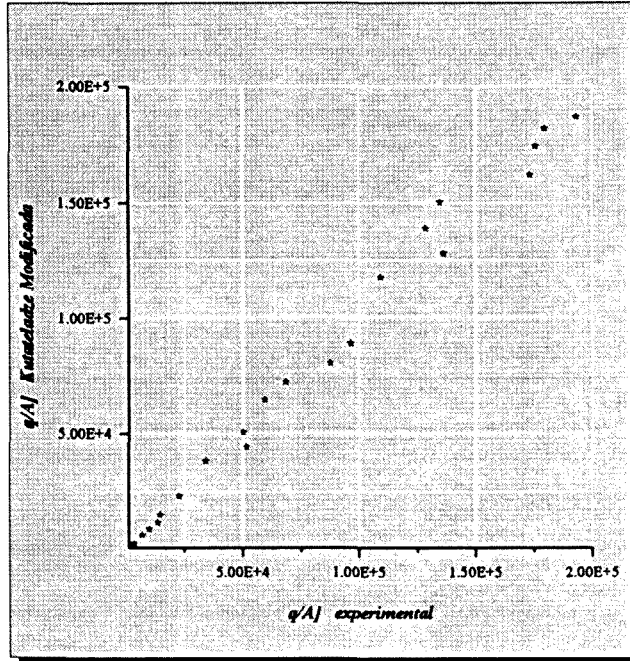


fig. 7.11 Valores experimentales frente a los de la correlac. modificada de Kutateladze

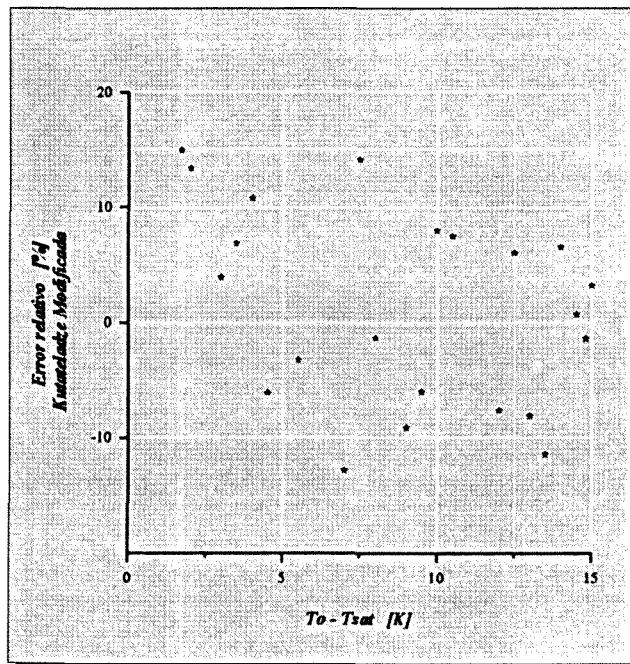


fig. 7.12 Dispersión de residuos para el ajuste de la correlac. modificada de Kutateladze

Como puede observarse en las gráficas comparativas los puntos se adjuntan con bastante precisión a la línea de 45° , indicador inequívoco de la bondad del ajuste.

Por otro lado si miramos para las gráficas que muestran los errores, se observa para ambas correlaciones, que las nubes de puntos se distribuyen aleatoriamente por encima y por debajo del valor medio 0, sin presentar preferencia en ningún caso por valores altos o bajos de la variable correlacionada. Ellos continúan siendo claramente elementos en favor de la calidad del ajuste.

No obstante si nos fijamos en los valores de estos errores. justo es reconocer que pueden antojarse algo elevados, sin embargo ello en base al análisis de errores no puede en forma alguna atribuirse a defectos en la correlación.

Con toda seguridad esta dispersión obedece a desviaciones inherentes a los propios datos experimentales, sean de medida o de tipo estocástico¹.

El análisis estadístico de estos residuos aporta los siguientes resultados:

correlación	LOGARÍTMICA	KUTATELADZE MODIFICADA
n	22	22
Σ	-15,49946	28,83502
$\bar{\epsilon}$	-0,7045207	1,310683
σ_{n-1}	7,978552	8,557865
$\epsilon_{\text{mín}}$	-15,44507	-12,8169
$\epsilon_{\text{máx}}$	12,34419	14,98015

Tabla 7.15 Resumen de datos estadísticos del análisis de residuos

¹ Lo cierto es que márgenes de error de este orden e incluso mayores (hasta de un 30 %), son mencionados en algunas de las correlaciones citadas anteriormente.