

ELEMENTOS DE OPERACIONES UNITARIAS.
Teoría y Problemas

Alís R. Fuentes / Juan J. Fernández Molina

Segunda edición revisada y ampliada-versión electrónica



ELEMENTOS DE OPERACIONES UNITARIAS

Teoría y Problemas



Alís R. Fuentes
Juan José Fernández Molina



Segunda edición revisada y ampliada-versión electrónica

ELEMENTOS DE OPERACIONES UNITARIAS.

Teoría y Problemas



Alis R. Fuentes

M.Sc. Ingeniería de Alimentos
Prof. Asociado (J) UNELLEZ

Juan José Fernández Molina

Ph.D. Engineering Science
Prof. Titular (J) UNELLEZ

Segunda edición revisada y ampliada-versión electrónica

San Carlos, 2021

UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL DE LOS LLANOS OCCIDENTALES
“EZEQUIEL ZAMORA”
VICERRECTORADO DE INFRAESTRUCTURA Y PROCESOS INDUSTRIALES



PROGRAMA: SUBGERENCIA DE PUBLICACIONES COJEDES

TÍTULO: ELEMENTOS DE OPERACIONES UNITARIAS. Teoría y Problemas

Foto de Portada: Pasteurizador de productos líquidos. Coretesia del Dr. Juan Fernandez Molina

SEGUNDA EDICIÓN REVISADA Y AMPLIADA- VERSIÓN ELECTRÓNICA: Vice-Rectorado de Infraestructura y Procesos Industriales

ÁREA DE CONOCIMIENTO: Ciencias del Agro y del Mar

AUTORES: Alis R. Fuentes, Programa Ciencias del Agro y del Mar, UNELLEZ-San Carlos, estado Cojedes, Venezuela.
email: alifuentes2008@gmail.com

Juan José Fernández Molina, Programa Ciencias del Agro y del Mar, UNELLEZ-San Carlos, estado Cojedes, Venezuela.
email: jfermol@gmail.com

EDITOR: Juan Fernández Molina (subgerentefeduezcjedes@gmail.com)

CONCEPTO Y DISEÑO DE LA EDICIÓN: Alis R. Fuentes

DISEÑO DE CARÁTULA: Alis R. Fuentes/Juan Fernández Molina

DISEÑO Y DIAGRAMACIÓN: Rafael Alfredo Franco

EDITORIAL: Fundación Editorial de la Universidad Nacional Experimental de Los Llanos Occidentales Ezequiel Zamora (FEDUEZ). Avenida 23 de enero, Redoma de Punto Fresco, Barinas, estado Barinas. URL: <https://unellez.edu.ve/portalweb/public/index.php/departamentos/507>
Email: feduezooficial@gmail.com

DEPÓSITO LEGAL: BA2021000032

ISBN: 978-980-248-267-2

Tiraje: Digital

No. Páginas: 393

Año de Edición: 2021

DIRECCIÓN: Programa Ciencias del Agro y del Mar. Km 4 carretera via Manrique, San Carlos, estado Cojedes, Venezuela. Telefonos: 58-258-4331411 al 12.

ISBN: 978-980-248-267-2



REVISORES

Dr. Juan Fernández Molina-UNELLEZ
MSc. Alis R. Fuentes - UNELLEZ

VERSIÓN ELECTRÓNICA

Juan Fernández Molina



Copyright © 2021

Este libro no puede ser reproducido total ni parcialmente en ninguna forma, ni por ningún medio o procedimiento, sea reprográfico, fotocopia, microfilmación, mimeográfico o cualquier otro sistema mecánico, fotoquímico, electrónico, informático, magnético, electroóptico, etcétera, cualquier reproducción sin el permiso previo de la editorial viola los derechos reservados, es ilegal.

© 2021 Fondo Editorial UNELLEZ

Semblanza de los autores

MSc. Alis R. Fuentes



Profesor Asociado (J) adscrito al Programa Ciencias del Agro y del Mar del Vicerrectorado de Infraestructura y Procesos Industriales de la UNELLEZ-San Carlos. Cursó estudios de Pregrado en la Universidad Nacional Experimental de los Llanos Occidentales Ezequiel Zamora, recibió el título de Ingeniero Agroindustrial (1985); Cursó Maestría en Ingeniería de los Alimentos en la Universidad de Oriente (UDO) Puerto la Cruz - Anzoátegui, recibió el título de Magister Scientiarum en Ingeniería de los Alimentos (1996). Curso y culminó los Requisitos Académicos del doctorado en Ingeniería Agroindustrial en Convenio UNELLEZ-Universidad de Zaragoza (2000-2001). Ha publicado artículos en revistas arbitradas nacionales e internacionales en el área de la actividad de agua en alimentos de humedad intermedia y deshidratados. Autor del texto Teoría Elemental y 112 Problemas Resueltos de Mecánica de Fluidos y co-autor del libro Elementos de Operaciones Unitarias. Arbitro de artículos científicos en revistas nacionales e internacionales. En la UNELLEZ ha desempeñado cargos directivos: Jefe (E) del Programa Procesos Industriales (1998), Secretario del Consejo Académico (2001), Jefe del Subprograma Registro y Seguimiento Estudiantil – ARSE (1998-2001); en el Programa Ciencias del Agro y del Mar: Jefe Subprograma Formación General y Básica (2005-2007), Jefe del Subprograma Biología y Química (2009-2010).

Ph.D. Juan José Fernández Molina



Profesor titular (J) adscrito al Programa Ciencias del Agro y del Mar del Vicerrectorado de Infraestructura y Procesos Industriales de la UNELLEZ-San Carlos. Cursó estudios de Pre-grado en San José State University, California, USA (1974-1980) recibió el título de Bachelor of Science In Chemistry, Maestría en Ciencia de los Alimentos en la Universidad Simón Bolívar de Caracas (1984-1987) y Doctor of Philosophy In Engineering Science (Ph.D.) en Washington State University USA (1997-2000), donde se especializó en Procesos No Térmicos de Alimentos, realizando su tesis Doctoral en la Aplicación de Campos Eléctricos Pulsantes de Alta Intensidad en la Pasteurización de Leche y otros productos líquidos. Ha publicado más de 40 artículos científicos en revistas arbitradas nacionales e internacionales en las áreas de campos eléctricos pulsantes de alta intensidad, vida útil de los alimentos y electrones pulsados, autor y coautor de libros y capítulos de libros en tecnología e ingeniería de los alimentos. Es co-autor de un Manual para la FAO sobre Mínimos Procesos para la Conservación de Alimentos en Áreas Urbanas y Rurales y Autor del Libro Predicción de la Vida Útil de los Alimentos. Ha sido investigador invitado por las universidades de Washington State, Idaho State University, Idaho Accelerator Center, USA y la Universidad de Cartagena, Colombia. Conferencista nacional e internacional. Premio UNELLEZ de Ciencia y Tecnología 1996 y Promoción al Investigador Nivel B (actual). Asesor Nacional para el Programa Desarrollo Industrial (ONUDI) de las Naciones Unidas (2003), Evaluador del Consejo Consultivo Nacional de Postgrado para la aprobación o acreditación de Maestrías y Doctorados a Nivel Nacional, arbitro de artículos científicos en revistas nacionales e internacionales. Tutor de tesis doctorales y maestrías. En la UNELLEZ ha desempeñado importantes cargos directivos, actualmente se desempeña como Sub-Gerente de Publicaciones Cojedes y Editor de la Revista de Ciencia y Tecnología AGROLLANIA. Otros cargos: Coordinador del Programa Doctoral de Ambiente y Desarrollo, Coordinador de Postgrado, Jefe del Programa Ciencias del Agro y del Mar, Director de la Revista de Ciencia y Tecnología AGROLLANIA, Jefe Unidad de Laboratorio, Coordinador de Investigación y Secretario del Consejo Académico Universitario.

AUTORIDADES DE LA UNELLEZ

Dr. Alberto José Quintero
Rector

Prof. Coromoto Sánchez
Secretario

MSc. Erasmo Cadenas (E)
Vice-Rector de Servicios

Dra. Aurora Acosta (E)
Vice-Rectora de Planificación y Desarrollo Social

MSc. Job Jurado
Vice-Rector de Producción Agrícola

Dr. Gustavo Jaimes
Vice-Rector de Infraestructura y Procesos Industriales

Profa. Marys Orasma
Vice-Rectora de Planificación y Desarrollo Regional

Dra. María Andueza
Directora de Creación Intelectual

MSc. Ana Iris Peña
Directora de Estudios Avanzados

Dra. Zoleida Lovera
Directora-Gerente FEDUEZ

MSc. Carmelina Lanza
Directora de Vinculación Socio-Comunitaria

AUTORIDADES DE LA UNELLEZ SAN CARLOS

Dr. Gustavo Jaimes
VICE-RECTOR DE ÁREA

MSc. Carolina Varela
JEFE PROGRAMA ESTUDIOS AVANZADOS

MSc. Nahkary Mendoza
JEFE PROGRAMA INGENIERÍA, TECNOLOGÍA Y ARQUITECTURA

Dra. María Eugenia Paredes
JEFE PROGRAMA CIENCIAS DEL AGRO Y DEL MAR

Dra. Yarith Navarro
JEFE PROGRAMA CIENCIAS SOCIALES Y ECONOMICAS

MSc. Angela Rendo
PROGRAMA CIENCIAS JURIDICAS Y POLITICAS

MSc. Juan Lovera
JEFE PROGRAMA CIENCIAS DE LA EDUCACIÓN

Ph.D. Juan Fernández Molina
JEFE PROGRAMA- SUBGERENCIA DE PUBLICACIONES COJEDES

MSc. Loreinés González
SECRETARIA DEL CONSEJO ACADÉMICO

Dr. Antonio Flores Díaz
JEFE PROGRAMA CREACIÓN INTELECTUÁL

MSc. Luis Guerrero
PROGRAMA INNOVACIÓN CURRICULAR

MSc. Yadira Flores
JEFE PROGRAMA VINCULACION SOCIO-COMUNITARIA

Licdo. Efrain García
JEFE DE SUBPROGRAMA CULTURA

AGRADECIMIENTO

*Al Supremo, por permitirnos dejar este humilde aporte a los estudiantes de
Ingeniería Agroindustrial y Tecnología de Alimentos, de la
Ilustrísima y por siempre Universidad Nacional
Experimental de los Llanos Occidentales
Ezequiel Zamora (UNELLEZ).*

INDICE

	Pág.
Prólogo	1
Capítulo I: Principios Básicos de Mecánica de los Fluidos	
Introducción.....	6
Fenómenos del flujo de fluidos.....	6
Comportamiento de los fluidos newtonianos. Propiedades físicas.....	9
Densidad.....	9
Peso específico.....	10
Gravedad específica o densidad relativa.....	10
Viscosidad.....	11
Presión de vapor.....	11
Tensión superficial y capilaridad.....	12
Presión de un fluido.....	12
Diferencia de presiones.....	13
Variaciones de la presión en un fluido compresible.....	13
Altura o carga de presión h.....	13
Modulo volumétrico de elasticidad (E).....	14
Compresión de los gases.....	14
Ejercicios propuestos.....	23
Ecuación de continuidad.....	24
Tubos y tuberías.....	26
Ecuación de Bernoulli.....	31
Altura de velocidad.....	33
Línea de energía o de alturas totales.....	34
Línea de alturas piezométricas.....	34
Potencia.....	34
Pérdidas de energía por fricción.....	35

	Pág.
Pérdidas por fricción en superficie.....	35
Pérdidas por expansión.....	37
Pérdidas por reducción.....	37
Coefficiente de pérdidas por entrada a la tubería.....	38
Pérdidas de energía por válvulas y accesorios.....	39
Ejercicios propuestos.....	60
Caída de presión en flujo.....	62
Introducción al comportamiento de los fluidos no newtonianos.....	64
Fluidos independientes del tiempo.....	65
Fluidos plásticos de Bingham.....	65
Fluidos pseudoplásticos.....	65
Fluidos dilatantes.....	66
Fluidos dependientes del tiempo.....	66
Fluidos tixotrópicos.....	66
Fluidos reopécticos.....	66
Fluidos viscoelásticos.....	67
Medida de los parámetros reológicos.....	67
Reómetros rotacionales.....	68
Reómetro rotacional de abertura ancha.....	69
Reómetro rotacional de abertura estrecha.....	69
Balance de energía mecánica.....	70
Pérdidas por fricción.....	71
Problemas propuestos.....	75
Cantidad de movimiento.....	77
Deducción del teorema de la cantidad de movimiento.....	78
Ejercicios propuestos.....	87
Bibliografía.....	89

	Pág.
Capítulo II: Principios de Transferencia de Calor	
Transferencia de calor en estado estable.....	91
Introducción y mecanismos de transferencia de calor.....	91
Transferencia de calor por conducción.....	92
Conducción a través de láminas colocadas en serie.....	93
Conducción a través de las paredes de un cilindro.....	97
Problemas propuestos.....	102
Transferencia de calor por convección.....	103
Cálculo de h en fluidos newtonianos (convección forzada).....	104
Cálculo de h en fluidos newtonianos (convección libre).....	107
Transferencia de calor por conducción y convección.....	112
Problemas propuestos.....	118
Intercambiadores de calor	120
Transferencia de calor en intercambiadores de tubo.....	121
Transferencia de calor por cambio de fase.....	121
Transferencia de calor sin cambio de fase.....	122
Intercambiadores compactos.....	126
Intercambiadores de casco y tubos.....	127
Problemas propuestos.....	128
Transferencia de calor por radiación.....	130
Leyes de la radiación.....	130
Principios básicos de la transferencia de calor en estado inestable.....	132
Resistencia Interna-conductiva despreciable ($Bi < 0,1$).....	134
Resistencia convectiva superficial despreciable ($Bi > 100$).....	135
Resistencias convectiva y conductivas finitas ($0,1 < Bi < 100$).....	136
Aplicación de calor a los alimentos.....	140
Cocinado.....	140
Escaldado.....	140

	Pág.
Pasteurización.....	141
Esterilización.....	142
Velocidad de exterminio térmico de los microorganismos.....	142
Valor de esterilización aceptable de un proceso.....	145
Determinación de valores de D usando esterilización parcial.....	146
Dependencia de la temperatura y valor z.....	146
Cuantificación de los tratamientos térmicos.....	148
Bibliografía.....	150
CAPÍTULO III: Fundamentos de Termodinámica y Balance de Masa y Energía	
Fundamentos de termodinámica.....	152
Sistema y medio ambiente.....	152
Propiedades de un sistema.....	154
Tipos de sistemas.....	155
Estado y funciones de estado.....	155
Energía, calor y trabajo.....	156
Energía.....	156
Calor.....	156
Trabajo.....	157
Primer principio termodinámico o Ley de conservación de la masa.....	159
Proceso a presión constante (Isobárico).....	159
Proceso a volumen constante.....	160
Proceso a temperatura constante.....	160
Proceso a adiabático.....	161
Capacidad calorífica.....	161
Calor sensible y calor latente.....	162
El agua y sus estados.....	163
Tablas de vapor.....	164

	Pág.
Problemas propuestos.....	168
Entropía.....	169
Segunda Ley de la Termodinámica.....	170
Las Operaciones Unitarias y su clasificación.....	170
Clasificación de las operaciones unitarias.....	171
Conservación de la masa y balance de la materia.....	172
Conceptos generales.....	172
Base húmeda y base seca.....	174
Procedimiento para efectuar un balance de masa.....	175
Problemas que involucran balances de masa sin reacción química.....	176
Balance de masa con reacciones químicas.....	187
Problemas propuestos de balance de masa.....	189
Conservación de energía y balances de calor.....	194
Conservación de energía.....	194
Balances de calor	194
Balances de calor con transferencia de masa entre corrientes.....	195
Problemas propuestos de balance de energía.....	208
Bibliografía.....	211
 CAPITULO IV: Psicrometría y secado de alimentos	
Introducción y objetivos de la psicrometría.....	213
Propiedades del aire seco.....	213
Composición del aire.....	213
Volumen específico del aire seco.....	214
Calor específico del aire seco.....	214
Entalpía del aire seco.....	215
Temperatura del bulbo seco.....	215
Propiedades del vapor de agua.....	215
Volumen específico del vapor de agua.....	216

	Pág.
Calor específico del vapor de agua.....	216
Entalpía del vapor de agua.....	216
Propiedades de las mezclas aire-vapor.....	217
Ley de Gibbs-Dalton.....	217
Punto de rocío.....	217
Contenido de humedad.....	218
Humedad relativa.....	219
Calor húmedo de una mezcla aire-vapor.....	220
Volumen específico.....	221
Saturación adiabática del aire.....	222
Temperatura de bulbo húmedo.....	224
Diagrama psicrométrico.....	227
Construcción del diagrama psicrométrico.....	227
Utilización del diagrama psicrométrico	229
Calentamiento (o enfriamiento de aire).....	229
Mezcla de aire.....	231
Secado.....	233
Secado de alimentos.....	238
Introducción y objetivos del secado.....	238
Procesos básicos del secado.....	238
Actividad de agua.....	239
El agua en los alimentos.....	239
Isotermas de sorción de humedad.....	240
Uso de la isoterma de sorción de humedad.....	241
Predicción de la actividad de agua.....	242
Difusión de la humedad.....	246
Curvas de velocidad de secado.....	247
Secadores de bandeja o de armario.....	249
Secadores de túnel.....	250

	Pág.
Secado por explosión.....	251
Secado de lecho fluidizado.....	252
Secado por atomización.....	252
Componentes de un sistema de atomización.....	253
Secado por congelación.....	254
Diseño de equipos para deshidratación.....	254
Balace de materia y energía en procesos de secado	254
Calculo del tiempo de secado.....	261
Problemas propuestos.....	270
Bibliografía.....	273
Capitulo V: Conservación por bajas temperaturas	
Métodos industriales para el enfriamiento y congelación de alimentos.....	276
Introducción.....	276
Congelación/enfriamiento lento.....	276
Hielo y hielo seco.....	276
Cavas de congelación y refrigeración.....	278
Congeladores por convección natural (Sharp).....	278
Congelación rápida.....	278
Congeladores por contacto indirecto con el medio de refrigeración.....	279
Congeladores de placas.....	279
Congeladores por inmersión.....	281
Congeladores continuos de superficie raspada.....	281
Congeladores con convección forzada de aire.....	282
Congeladores de ráfaga de aire (blast).....	282
Congeladores por cargas y semicontinuos.....	282
Túneles de congelación lineales.....	283
Túneles de congelación en espiral.....	283
Túneles de lecho fluidizado.....	284

	Pág.
Congeladores por inmersión y aspersión.....	284
Congelación ultrarrápida.....	285
Otros métodos de enfriamiento.....	286
Cálculo de cargas térmicas de refrigeración y congelación.....	287
Propiedades térmicas de los alimentos.....	287
Calor específico (C_p).....	287
Punto de congelación.....	288
Calor latente de congelación (L).....	288
Conductividad térmica (k).....	288
Difusividad térmica.....	289
Temperatura y humedad relativa de almacenamiento.....	289
Método general para el cálculo de cargas térmicas	291
Evaluación del calor por la respiración de tejidos vegetales (Q_R).....	292
Evaluación de los calores sensibles de refrigeración, congelación y calor latente de congelación ($Q_{Ref} + Q_L + Q_{Cong}$).....	293
Calor latente de congelación.....	294
Calor sensible del material de empaque.....	295
Calores generados por luces eléctricas y motores dentro del espacio refrigerado (Q_{Elect}, Q_{Motor}).....	296
Calculo del calor por iluminación eléctrica.....	296
Calculo del calor por motores.....	296
Calculo del calor de trabajo.....	297
Evaluación del calor debido cambios de aire (Q_{AC}).....	298
Calor de infiltración y por apertura de puertas.....	299
Calor por cambios de aire fresco.....	301
Cálculo del calor que pasa a través de las paredes.....	306
Carga térmica efectiva.....	314
Cálculo de las toneladas de refrigeración.....	316
Problemas propuestos.....	322

	Pág.
Procesos de refrigeración.....	324
Procesos de refrigeración no cíclicos.....	324
Refrigeración con salmueras.....	324
Refrigeración con expansión de gases.....	325
Procesos cíclicos de refrigeración.....	325
Ciclo de refrigeración de compresión de vapor.....	326
Refrigerantes.....	331
Identificación de los refrigerantes.....	332
Propiedades de los refrigerantes.....	332
Propiedades térmicas.....	333
Propiedades prácticas.....	333
Equipo básico del sistema.....	338
Cálculo de tiempos de congelación	339
Introducción al almacenamiento en congelación.....	339
Velocidad de congelación.....	340
Velocidad de congelación nominal.....	340
Velocidad de congelación efectiva.....	340
Cálculo del tiempo de congelación.....	341
Predicción del tiempo de congelación.....	342
Ecuación de Plank.....	342
La ecuación de Nagaoka y col (1955).....	347
Modificación de Levy (1958).....	349
Modificación de Mellor (1976).....	349
Ecuación de Plank modificada (1963)	350
Fórmula de Cleland y Earle.....	350
Problemas propuestos.....	355
Bibliografía.....	356

	Pág.
Apéndices	359
A. Constantes fundamentales y factores de conversión.....	360
B. Propiedades físicas del agua.....	363
C. Propiedades físicas del aire y gases comunes.....	372
D. Propiedades térmicas de materiales.....	376
E. Propiedades de tuberías y ductos.....	378
F. Diagrama psicrométrico para Mezclas aire – vapor de agua.....	380
G. Propiedades físicas de productos alimenticios.....	381
H. Factores de enfriamiento.....	386
I. Diagrama presión–entalpía para Freón-12.....	388
J. Diagrama entalpía–composición para la carne.....	389
K. Diagrama de Moody.....	390
L. Diagrama de Dodge y Metzner.....	391
Referencias Bibliográficas	392

PRÓLOGO

Una operación unitaria puede definirse como un área del proceso o un equipo donde se incorporan materiales, insumos, materias primas y ocurre una función determinada, son actividades básicas que forman parte del proceso. Cualquier proceso que se pueda diseñar consta de una serie de operaciones físicas y químicas que, en algunos casos son específicas del proceso considerado, pero en otros, son operaciones comunes e iguales para varios procesos. Generalmente, un proceso puede descomponerse en la siguiente secuencia: 1. Materias Primas 2. Operaciones físicas de acondicionamiento 3. Reacciones químicas 4. Operaciones físicas de separación 5. Productos. Cada una de estas operaciones es una operación unitaria. Este concepto fue introducido en 1915 por el profesor Little, del *Massachusetts Institute of Technology* (M.I.T). La definición dada entonces, fue la siguiente: "... todo proceso químico conducido en cualquier escala puede descomponerse en una serie ordenada de lo que pudieran llamarse **Operaciones Unitarias**, como pulverización, secado, cristalización, filtración, evaporación, destilación...

El número de los diferentes productos alimenticios y de las operaciones y los procedimientos relacionados con su producción es, en verdad más grande. Es más, cada fabricante de un producto determinado introduce en los métodos y el equipo innovaciones que difieren de la tecnología tradicional y establecida para ese producto, así los procesos están en un estado de evolución constantes.

El procesamiento de los alimentos es la selección y combinación de las operaciones unitarias para formar procesos unitarios y procesos totales más complejos:

Manejo de materiales: esto incluye operaciones tan variadas como la cosecha manual y mecánica en el campo, el transporte por camión refrigerado de productos perecederos a través de grandes distancias, el transporte de ganado vivo por carros de ferrocarril, y el traslado neumático de la harina desde los carros de ferrocarril hasta las bodegas de almacenamiento de las panaderías.

Limpieza: esta puede ser sencilla como en la eliminación de la suciedad de las cáscaras de huevo por medio de un cepillo abrasivo, o puede ser una operación tan delicada y difícil como la eliminación de las bacterias membrana micro-porosa. La limpieza puede hacerse por medio de cepillos, aire, vapor, agua, atracción magnética, siempre teniendo en cuenta el producto y la naturaleza de la mugre.

Separación: esta consiste en la separación de un sólido de otro sólido, de un sólido de un líquido, o de un líquido de un sólido. Puede tratarse de la separación de un líquido de otro líquido, o de la eliminación de gas de un sólido o un líquido.

Desintegración: esta abarca toda una amplia escala de operaciones que se emplean para subdividir grandes masas de alimentos en unidades o partículas más pequeñas. Puede emplear corte, molienda, trituración, homogeneización, etc.

Bombeo: una de las operaciones más comunes de la industria alimentaria es el traslado de líquidos y sólidos de una etapa de su procesamiento a otra por medio de bombeo. Hay muchos tipos de bombas y la elección depende de la naturaleza del alimento que hay que trasladar.

Mezclado: como en el caso de las bombas, hay muchos tipos de mezcladoras de acuerdo con los materiales que deben ser mezclados. Puede que se requiera mezclar sólidos con otros sólidos, líquidos con otros líquidos, líquidos con sólidos, gases con líquidos, etc. Para la mezcla sencilla de ingredientes secos como los componentes de un polvo para hornear, se podría usar una incorporadora de forma cónica. Las mezcladoras de todas clases suelen producir algún efecto en el material que esta mezclando y originar algún aumento en su temperatura. Muchas veces conviene reducir este aumento de la temperatura. Sin embargo, las mezcladoras son escogidas también para lograr efectos especiales en los materiales pesados y viscosos mientras se les está mezclando.

Intercambio de calor: se calientan los alimentos por razones diferentes: para destruir los microorganismos y conservar el alimento, eliminar la humedad y desarrollar el sabor (como en el caso del tostado del café y los cereales); a otros se les calienta para hacerlos más blandos y

apetitosos, como en las operaciones del cocimiento. La mayoría de los alimentos son sensibles al calor, y el calor prolongado causa sabores quemados, colores oscuros y pérdidas del valor nutritivo. Por lo tanto, es recomendable calentar estos alimentos rápidamente y luego enfriarlos.

Enfriamiento: mientras el calentamiento es la adición de calor a los alimentos, el enfriamiento es la sustracción de calor. Esto puede hacerse hasta que el alimento esta a la temperatura del refrigerador, o hasta que este congelado. Se refrigeran y se congelan los alimentos principalmente para prolongar su capacidad de conservarse. Pero hay unos alimentos que deben su naturaleza misma a la congelación.

Evaporación: se utiliza principalmente en la industria alimentaria para concentrar alimentos por la eliminación del agua. También se emplea para recuperar volátiles deseables en los alimentos y para eliminar los indeseables. Sin embargo, esto requiere el uso de una cantidad considerable de calor durante un tiempo suficientemente largo, lo cual podría convenir en el caso de algunos dulces, pero causaría daños a productos tales como la leche o el jugo de naranja, si se intentara concéntralos de este modo.

Deshidratación: el objetivo es también la eliminación del agua con un daño mínimo para el alimento. Mientras los evaporadores dejan los alimentos dos o tres veces más concentrados que en su estado original, los secadores logran un grado de sequedad total. Se pueden secar alimentos líquidos (como la leche), y alimentos sólidos (en trozos como los camarones o el bistec). Generalmente resulta más sencillo secar alimentos líquidos, porque se les puede subdividir en forma de rocío o de películas, lo que permite que la humedad se elimina más fácilmente porque es menor la distancia que tiene que recorrer a fin de salir del alimento.

Control: con todas estas y varias otras operaciones unitarias combinadas en operación complejas de procesamiento, tienen que existir modos de medirlas y controlarlas para obtener la calidad deseada en los productos alimenticios. El control en si puede ser considerado como una operación unitaria. Sus herramientas son válvulas, termómetros, básculas, termostatos y una amplia variedad de otros componentes e instrumentos para medir y ajustar factores tan esenciales

como la temperatura, presión, flujo de los líquidos, acidez, gravedad específica, peso, viscosidad, humedad, tiempo, nivel de líquido, etc.

Envasado: los alimentos se envasan principalmente para protegerlos. De acuerdo con la sensibilidad del alimento, esto puede significar protección de contaminación microbiana, suciedad física, invasión por insectos, luz, absorción de humedad, absorción de sabor, pérdida de humedad, pérdida de sabor, etc. Actualmente los alimentos son envasados en latas, botellas de vidrio, cartón, papel, una amplia variedad de películas plásticas y metálicas y una combinación de estos.

Por lo antes expuesto, el conocimiento de las operaciones unitarias constituye una herramienta imprescindible en la formación de los Ingenieros Agroindustriales y Técnicos en el área de Alimentos; por ejemplo, para la comprensión de los principios de funcionamiento de los equipos y máquinas de fluidos (motrices o impulsoras), y otros temas que revisten importancia en el campo específico de la Agroindustria; y que además, sirven de soporte a otras áreas básicas de la Ingeniería. Por esta razón, el presente Libro-texto es una compilación de teoría elemental y problemas resueltos en clases durante los años de permanencia en el área, seleccionados de los textos clásicos: Foust y col. (2006), Ibarz (2005), Geankoplis (2000), McCabe (2000), Orozco (2002), Heldman y Singh (2000), Brennan y col. (1999), Singh (2010), Earle (1991), entre otros; con procedimientos y cálculos sencillos, que estimulen la comprensión de estos.

El Libro-texto está estructurado en cinco capítulos, a saber: **Capítulo I** relacionado con **Principios básicos de Mecánica de Fluidos** (Comportamiento de los fluidos newtonianos y propiedades físicas, ecuación de continuidad, ecuación de Bernoulli, pérdidas de energía en tuberías, caída de presión en flujo, medida de la viscosidad, comportamiento de los fluidos no newtonianos, balance de energía mecánica, cantidad de movimiento); **Capítulo II** referido a los **Principios de Transferencia de Calor** (Transferencia de calor en estado Estable: por convección, conducción-convección, en intercambiadores de tubo, por Radiación. Transferencia de Calor en Estado Inestable. Aplicación de Calor a los Alimentos); **Capítulo III** comprende los aspectos relacionados con **Fundamentos de Termodinámica y Balance de Masa y Energía** (Fundamentos de termodinámica, balance de masa, balance de energía); **Capítulo IV** incluye

aspectos relacionados con **Psicrometría y Secado de Alimentos** (Propiedades del aire seco, propiedades del vapor de agua, propiedades de las mezclas aire-vapor, diagrama psicrométrico, Secado de alimentos, actividad de agua, curvas de velocidad de secado, tipos de secadores, balance de materia y energía, cálculo del tiempo de secado) y el **Capítulo V** que describe brevemente la **Conservación por Bajas Temperaturas** (Métodos industriales para el enfriamiento y congelación de alimentos, cálculo de cargas térmicas de refrigeración y congelación, carga térmica efectiva, procesos de refrigeración, propiedades de los refrigerantes, circuito mecánico de refrigeración, Cálculo de tiempos de congelación).

Estos cinco capítulos resumen el texto de **Operaciones unitarias. Teoría y Problemas**, por lo que, para profundizar en cada uno de ellos, es imprescindible consultar los textos especializados.

Los autores

CAPÍTULO I

Principios Básicos de Mecánica de los Fluidos

1.1. Introducción

La mecánica de los fluidos es la rama de la ingeniería que trata del comportamiento de los fluidos (líquidos y gases). Comprende la estática que estudia los fluidos en estado de reposo o equilibrio, y la dinámica que estudia el movimiento de los fluidos.

Un fluido posee una densidad definida a una determinada presión y temperatura, si estas varían y producen un cambio moderado de ella, el fluido se denomina incompresible, y en caso contrario se llama compresible. Se considera que los líquidos son incompresibles y los gases compresibles.

1.2. Fenómenos del flujo de fluidos

El comportamiento de un fluido en movimiento depende en gran parte de si está o no en contacto con superficies sólidas. Un fluido que no está influenciado por paredes sólidas, no estará sometido a esfuerzos cortantes y su flujo, denominado potencial, será regulado por los principios de la mecánica Newtoniana y de la conservación de la masa.

La influencia de límites sólidos está restringida a una capa de líquido (capa límite) situada en las inmediaciones de la superficie sólida. A distancias superiores, el flujo será potencial.

Al pasar el fluido sobre una superficie, la parte en contacto con ésta se adhiere al sólido y por lo tanto si la pared está en reposo, la velocidad del líquido en esta interfase es cero. A medida que el fluido se aleja de la pared, su velocidad va aumentando hasta alcanzar la

correspondiente al flujo potencial, generando así un campo de velocidades. Si la velocidad para un punto no cambia con el tiempo, el flujo es estacionario.

Por otra parte, dado que la velocidad es un vector y en un punto dado tiene tres componentes de acuerdo con las coordenadas espaciales, si se considera solamente el flujo en una dirección, éste será unidimensional. Ejemplo de ello es el flujo a través de tuberías o sobre láminas paralelas.

Cuando el fluido tiene una velocidad baja, se mueve como capas que se deslizan una sobre otra sin mezcla lateral; este tipo de régimen se denomina flujo laminar. A velocidades superiores se generan corrientes transversales y torbellinos, dando lugar al flujo turbulento.

En un flujo laminar unidimensional existe una fuerza de cizalla (F_s) que actúa paralelamente al plano que se desliza (Fig. 1.1) produciendo un esfuerzo cortante (τ), el cual varía con la distancia que hay hasta la pared sólida.

El hecho de que en cada punto de un fluido en movimiento exista un esfuerzo cortante y un gradiente de velocidad, permite relacionar estas dos variables mediante una representación gráfica (Fig. 1.2) manteniendo constantes la presión y la temperatura.

El comportamiento más sencillo corresponde a la línea recta B que pasa por el origen, característico de los fluidos newtonianos tales como el agua, líquidos no coloidales y algunos alimentos líquidos.

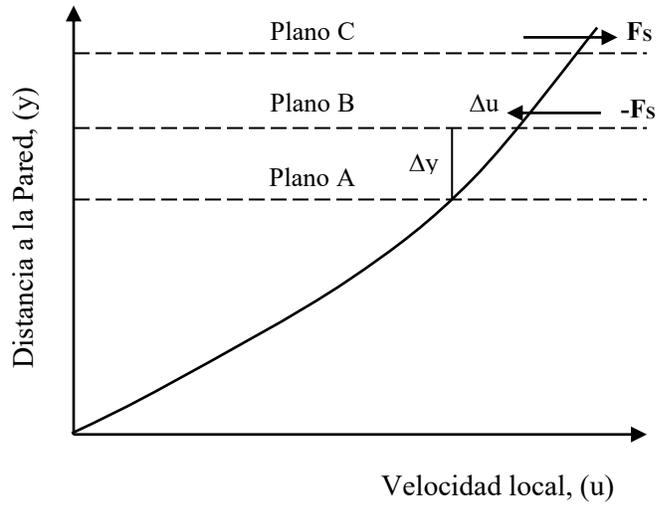


Fig. 1.1. Perfil de velocidad para el flujo en la capa límite.

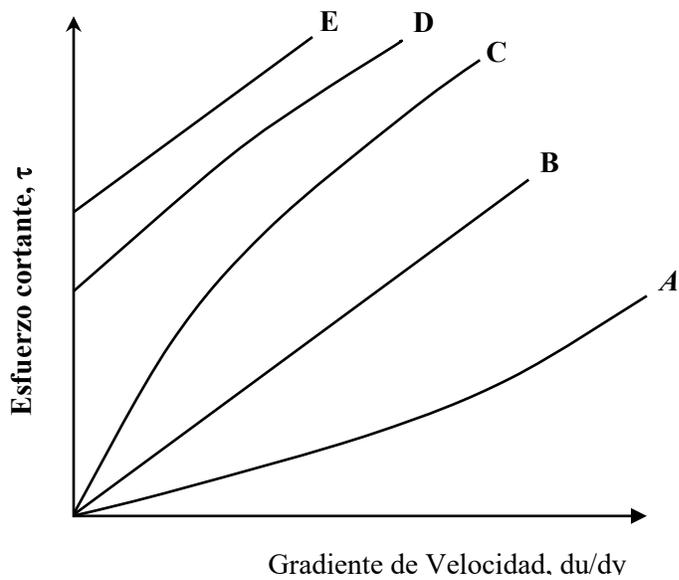


Fig. 1.2. Esfuerzo cortante contra gradiente de velocidad a presión y temperatura constante.

Las restantes curvas representan el comportamiento de los fluidos no newtonianos, dentro de los cuales están la mayoría de los alimentos. La curva A representa los fluidos dilatantes, la C fluidos pseudo-plásticos, la D fluidos tipo mezclas, y la E fluidos plásticos de Bingham.

La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en consideración. Valores exactos de las propiedades de los fluidos que afectan su flujo, principalmente la viscosidad, densidad y peso específico, han sido determinados por muchos investigadores en la materia.

1.3. Comportamiento de los fluidos newtonianos. Propiedades físicas

1.3.1. Densidad (ρ)

Es la relación que existe entre la masa de un fluido y su volumen respectivo.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1-1)$$

donde ρ es la densidad del fluido cuyas dimensiones son masa y longitud $[M]/[L^3]$; m es la masa del fluido expresada en dimensión $[M]$ y V el volumen del fluido expresado en la dimensión longitud $[L]$.

La densidad en el Sistema Internacional se expresa con las unidades siguientes: masa en Kg. y volumen en m^3 . En el Sistema Ingles: $lb_m/pies^3$.

La masa es una medida absoluta de la cantidad de materia que posee una sustancia; su valor es independiente de la aceleración debido a la gravedad.

1.3.2. Peso específico (γ)

El peso específico de un fluido se define como el peso por unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (1-2)$$

donde γ es el peso específico del fluido expresado en dimensiones de fuerza y longitud $[F]/[L^3]$; W es el peso del fluido expresado en dimensión $[F]$ y V el volumen del fluido expresado en la dimensión longitud $[L^3]$.

El peso es una medida de la fuerza de atracción de la gravedad sobre la masa de una sustancia, y se expresa de la siguiente manera:

$$W = mg \quad (1-3)$$

donde g es la aceleración de gravedad, definida por las magnitudes $[L]/[T]$.

En el Sistema Internacional la aceleración de gravedad es igual a $9,81 \text{ m/seg}^2$ y en el Sistema Ingles tiene un valor de $32,2 \text{ pies/seg}^2$.

1.3.3. Gravedad específica (S) o densidad relativa

Es la relación que existe entre el peso específico del fluido bajo estudio y el peso específico del agua a $4 \text{ }^\circ\text{C}$. También puede definirse como la relación entre la densidad del fluido y la densidad del agua a $4 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$S = \frac{\rho_f}{\rho_w} \quad \text{ó} \quad S = \frac{\gamma_f}{\gamma_w} \quad (1-4)$$

Donde: S: Gravedad específica; su valor es adimensional.

γ_f : Peso específico del fluido.

γ_w : Peso específico del agua.

ρ_f : Densidad del fluido.

ρ_w : Densidad del agua.

1.3.4. Viscosidad

De acuerdo con la Fig. 1.2, la relación entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad para un fluido newtoniano se puede representar por la relación:

$$\tau = \mu(du/dy) \quad (1-5)$$

donde μ se denomina viscosidad absoluta del fluido. Por lo tanto, se puede decir que un fluido newtoniano siempre está caracterizado por tener un valor de viscosidad.

La unidad para expresar la viscosidad depende del sistema utilizado. En el CGS se denomina poise y corresponde a g/cm.seg, pero dado que esta unidad resulta demasiado grande para las aplicaciones prácticas, se usa un submúltiplo, el centipoise, que es 1/100 de poise. En el sistema inglés, la unidad está expresada en lb_f/ft.h.

La viscosidad de un fluido newtoniano depende esencialmente de la temperatura en forma inversamente proporcional; es decir, disminuye al aumentar la temperatura y viceversa.

1.3.5. Presión de vapor

La presión de vapor de un líquido es la presión a la cual el líquido hierve a una temperatura dada. Por ejemplo, el agua hierve a 100 °C cuando la presión es 14,7 psi (1 kg/cm²).

Los líquidos tienden a evaporarse. La evaporación ocurre porque las moléculas se proyectan continuamente a través de la superficie del líquido. Las moléculas ya liberadas son capaces de ejercer una presión parcial llamada presión de vapor del líquido. La presión depende

de la actividad molecular y ésta a su vez de la temperatura; así que, la presión de vapor aumenta con la temperatura. Cuando la presión encima de un fluido se iguala a la presión de vapor, este hierve. A 20 °C el agua tiene una presión de vapor igual a 0,0238 kgf/cm².

1.3.6. Tensión superficial y capilaridad

La superficie libre de un líquido parece formar una lámina que ejerce tensión. La fuerza necesaria para mantener la unidad de longitud de la película en equilibrio, se llama tensión superficial.

Si un tubo de vidrio de pequeño diámetro se introduce en el seno de un líquido, éste se elevará dentro del tubo a un nivel h por encima de la superficie libre del líquido. La adhesión de las moléculas del líquido con las paredes del tubo causa la fuerza de tensión superficial (F_o), cuyo componente vertical hace que el líquido se eleve a una altura h. el peso (W) del líquido dentro del tubo, debe equilibrar a la fuerza de tensión superficial (F_o).

1.3.7. Presión de un fluido

La presión de un fluido se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y actúa normalmente a cualquier superficie plana. En el mismo plano horizontal, el valor de la presión en un líquido es igual en cualquier punto. Las medidas de presión se realizan con los manómetros, que pueden ser de diversas formas. De no advertir lo contrario, a través de toda esta guía de estudio las presiones serán relativas o manométricas. La presión manométrica representa el valor de la presión con relación a la presión atmosférica.

La presión viene expresada por una fuerza (F) dividida por una superficie (A). En general,

$$P = \frac{F}{A} \quad (1-6)$$

1.3.7.1. Diferencia de presiones

La diferencia de presiones entre dos puntos a distintos niveles en un líquido viene dada por:

$$P_2 - P_1 = \gamma(h_2 - h_1) \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-7)$$

donde γ = peso específico del líquido (N/m^3 , $\text{lb}_f/\text{pies}^3$ ó kg_f/m^3) y $h_2 - h_1$ = diferencia en elevación (m ó pies).

Si el punto 1 está en la superficie libre del líquido y h es positiva hacia abajo, la ecuación anterior se transforma en

$$P = \gamma h \quad (\text{N/m}^2) \quad (1-8)$$

Las ecuaciones (1-7) y (1-8) son aplicables en tanto que γ se mantenga constante (o varía tan ligeramente con h , que no introduzca un error significativo en el resultado).

1.3.7.2. Variaciones de la presión en un fluido compresible

Las Variaciones de la presión en un fluido compresible son, por lo general, muy pequeñas debido a que los pesos específicos son pequeños, como también lo son las diferencias en elevación consideradas en la mayoría de los cálculos en la hidráulica. Cuando se han de tener en cuenta para pequeñas diferencias en elevación dh , la ley de variación de la presión puede escribirse en la forma:

$$dp = \gamma dh \quad (1-9)$$

1.3.7.3. Altura o carga de presión h

La altura de presión h representa la altura de una columna de fluido homogéneo que indique la presión dada. Así:

$$h = \frac{P}{\gamma} \quad (1-10)$$

1.3.8. Modulo volumétrico de elasticidad (E)

El modulo volumétrico de elasticidad expresa la compresibilidad de un fluido. Es la relación de la variación de presión a la variación de volumen por unidad de volumen.

$$E = \frac{dp}{-dv/v} \quad (1-11)$$

1.3.9. Compresión de los gases

La compresión de los gases puede tener lugar de acuerdo con diversas leyes de termodinámica. Para la misma masa de gas sujeta a dos estados diferentes,

$$PV = mRT \quad (1-12)$$

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = mR \quad (1-13)$$

donde P es presión absoluta en N/m², V es el volumen en m³, m es la masa en kg, R es la constante del gas en Joule/kg.K y T es la temperatura absoluta en grados Kelvin.

Para **condiciones isotérmicas** (temperatura constante) la expresión (1-13) se transforma en:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad \text{y} \quad \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{P_1}{P_2} = \text{constante} \quad (1-14)$$

donde ρ_1 y ρ_2 (en kg/m³) son las densidades del gas en los estados diferentes.

Para **condiciones adiabáticas o isentrópicas** (sin intercambio de calor) las expresiones anteriores se convierten en:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad \text{y} \quad \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^k = \frac{P_1}{P_2} = \text{constante} \quad (1-15)$$

También

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1-16)$$

donde k es la relación de calores específicos a presión constante y a volumen constante. Se le llama también exponente adiabático (Tablas C.7 y C.8, Apéndice C).

Ejemplo 1.1

Calcular la densidad (ρ), el peso específico (γ) y el volumen específico (v_s) del metano a 38 °C y 833561 N/m² de presión absoluta.

Tabla C.7 (Apéndice C): $R = 518,3 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ y aplicando la ecuación (1-12) se tiene:

$$PV = mRT \quad \Rightarrow \quad P = \frac{m}{V}RT = \rho RT$$

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{833561 \text{ N/m}^2}{(518,3 \text{ J/kg}\cdot\text{K})(38 + 273)\text{K}} = 5,17 \text{ kg/m}^3$$

El peso específico es:

$$\gamma = \rho g = 5,17 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/seg}^2 = 50,73 \text{ N/m}^3$$

Para el volumen específico se puede utilizar la relación: $v = 1/\rho$

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{5,17 \text{ kg/m}^3} = 0,193 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Ejemplo 1.2

Si 5080 kg de un aceite ocupan 6 m³, ¿cuál es la densidad, el peso específico y la densidad relativa del mismo?

Aplicando las ecuaciones (1-1), (1-3) y (1-4) respectivamente.

$$\text{Densidad } \rho = \frac{m}{V} = \frac{5080 \text{ kg}}{6 \text{ m}^3} = 847 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Peso específico } \gamma = \rho g = 847 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/seg}^2 = 8309 \text{ N/m}^3$$

$$\text{Densidad Relativa } S = \frac{\rho_{\text{ACEITE}}}{\rho_{\text{AGUA}}} = \frac{847 \text{ kg/m}^3}{1000 \text{ kg/m}^3} = 0,847$$

Ejemplo 1.3

Un cilindro contiene 356 dm³ de aire a 49 °C y una presión absoluta de 274680 N/m². Se comprime el aire hasta 70 dm³. (a) Suponiendo condiciones isotérmicas, ¿Cuál es la presión en el nuevo volumen? (b) Al suponer condiciones adiabáticas, ¿cuál es la presión y la temperatura final?

a) Para las condiciones Isotérmicas se emplea la ecuación (1-14):

$$P_1 V_1 = P_2 V_2; \text{ despejando } P_2: P_2 = P_1 V_1 / V_2$$

$$P_2 = (274680 \text{ N/m}^2)(356 \text{ dm}^3)/(70 \text{ dm}^3)$$

$$P_2 = 1.396.944 \text{ N/m}^2$$

b) Para las condiciones adiabáticas se utiliza la ecuación (1-15) y de la Tabla C.7 del Apéndice C: $k = 1,40$.

Sustituyendo:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \Rightarrow (274680)(356)^{1,40} = P_2 (70)^{1,40}$$

$$P_2 = 2670282 \text{ N/m}^2$$

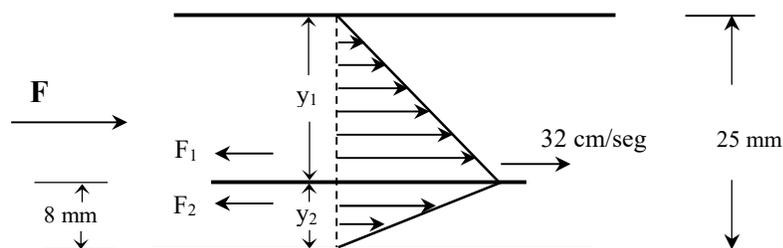
La temperatura final se obtiene a partir de la ecuación (1-16).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow \frac{T_2}{(273 + 49) \text{ K}} = \left(\frac{1396944}{274680} \right)^{\frac{1,40-1}{1,40}}$$

$$T_2 = 616 \text{ K}$$

Ejemplo 1.4

Un líquido, cuya viscosidad dinámica es $0,981 \text{ N}\cdot\text{seg}/\text{m}^2$ está limitado por dos placas, separadas 25 mm , una de la otra. En el seno del líquido se introduce una placa de $0,40 \text{ m}^2$ de superficie y a 8 mm de distancia de la placa inferior. Determinar la fuerza requerida para que dicha placa se mueva a una velocidad de $32 \text{ cm}/\text{seg}$.



Solución:

$$\mu_1 = \mu_2 = 0,981 \text{ N}\cdot\text{seg}/\text{m}^2$$

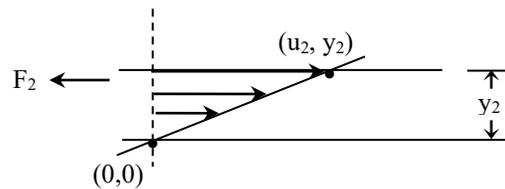
$$u_1 = u_2 = 32 \text{ cm}/\text{seg.} = 0,32 \text{ m}/\text{seg.}$$

$$A_1 = A_2 = 0,4 \text{ m}^2$$

$$y_1 = 17 \text{ mm} = 0,017 \text{ m}$$

$$y_2 = 8 \text{ mm} = 0,008 \text{ m}$$

Analizando el comportamiento del fluido en el espacio comprendido entre el borde inferior de la placa fija y la móvil, se tiene:



Para una línea, recta la ecuación general es:

$$y = mx + b ; \text{ que convenientemente se puede escribir:}$$

$$u = my + b; \quad (A)$$

Evaluando la ecuación A entre los puntos $(0, 0)$ y (u_2, y_2) , el resultado es: $b = 0$ y $m = u_2/y_2$

$$\text{Sustituyendo: } u = my + 0 \Rightarrow u = (u_2/y_2)y$$

$$\text{Diferenciando: } du = (u_2/y_2)dy$$

$$\text{Despejando: } du/dy = u_2/y_2$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (1-5), resulta:

$$\frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad \Rightarrow \quad \frac{F_2}{A_2} = \mu \frac{u_2}{y_2}$$

El análisis que debe realizarse al comportamiento del fluido comprendido entre la placa superior y la que se mueve es similar al anterior, por lo que el resultado sería:

$$\frac{F_1}{A_1} = \mu \frac{u_2}{y_2}$$

El balance de todas las fuerzas que intervienen en el sistema es:

$$F = F_1 + F_2$$

Finalmente, sustituyendo valores:

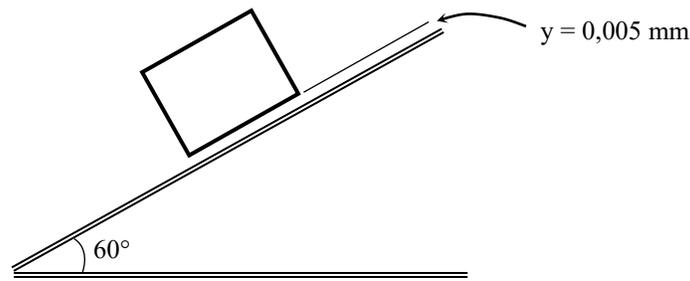
$$F_1 = \frac{0,981 \text{ N}\cdot\text{seg}/\text{m}^2 \times 0,32 \text{ m}/\text{seg} \times 0,4 \text{ m}^2}{0,017 \text{ m}} = 7,386 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{0,981 \text{ N}\cdot\text{seg}/\text{m}^2 \times 0,32 \text{ m}/\text{seg} \times 0,4 \text{ m}^2}{0,008 \text{ m}} = 15,696 \text{ N}$$

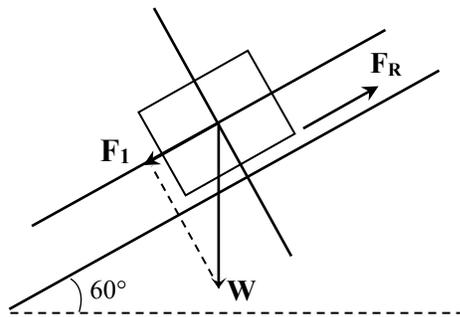
$$F = F_1 + F_2 = 7,386 \text{ N} + 15,696 \text{ N} = 23,082 \text{ N}$$

Ejemplo 1.5

Un cuerpo sólido ($\gamma = 6500 \text{ kgf}/\text{m}^3$) con forma cúbica, de 40 cm de lado, se desplaza sobre un plano inclinado de 60° con la horizontal; a una velocidad constante de 100 cm/seg. Entre el plano inclinado y una de las caras del cubo existe una película de fluido de 0,005 mm. Determinar la viscosidad cinemática de dicho fluido, si su gravedad específica es 0,805.



Solución:



Si se consideran solo las fuerzas que se muestran en el diagrama de cuerpo libre, y que además, el sólido se desplaza con velocidad constante ($a = 0$), el resultado de la suma es:

$$F_R - F_1 = 0$$

Donde F_R es la fuerza debida a los efectos de la viscosidad sobre la superficie plana del cuerpo y F_1 es la componente del peso que se produce por la inclinación del plano.

$$\frac{F_R}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{y} \quad F_1 = W \text{Sen } 60^\circ$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la suma de fuerzas, y utilizando el análisis del problema 1.1 para la relación du/dy :

$$\mu A \frac{u}{y} = W(\text{sen } 60^\circ) \quad \Rightarrow \quad \mu = \frac{yW(\text{sen } 60^\circ)}{uA}$$

El peso (W) se obtiene de la relación: $\gamma = W/V$

$$W = \gamma V = \gamma l^3$$

Si: $l = 40 \text{ cm} = 0,4 \text{ m}$; $u = 100 \text{ cm/seg.} = 1 \text{ m/seg.}$; $y = 0,005 \text{ mm} = 5 \times 10^{-6} \text{ m}$

Sustituyendo valores:

$$W = V\gamma = l^3\gamma = (0,4 \text{ m})^3 \times 6500 \text{ kgf/m}^3 = 416 \text{ kgf}$$

$$\mu = \frac{yW(\text{sen } 60^\circ)}{uA} = \frac{5 \times 10^{-6} \text{ m}(416 \text{ Kgf})(0,866)}{1 \text{ m/seg}(0,4 \text{ m})^2}$$

$$\mu = 0,01126 \text{ kgf.seg/m}^2$$

$$S = \frac{\rho_f}{\rho_0} \Rightarrow \rho_f = \rho_0 S \quad \rho_0 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_f = 0,805 \times 1000 \text{ kg/m}^3 = 805 \text{ kg/m}^3$$

La viscosidad cinemática del fluido es:

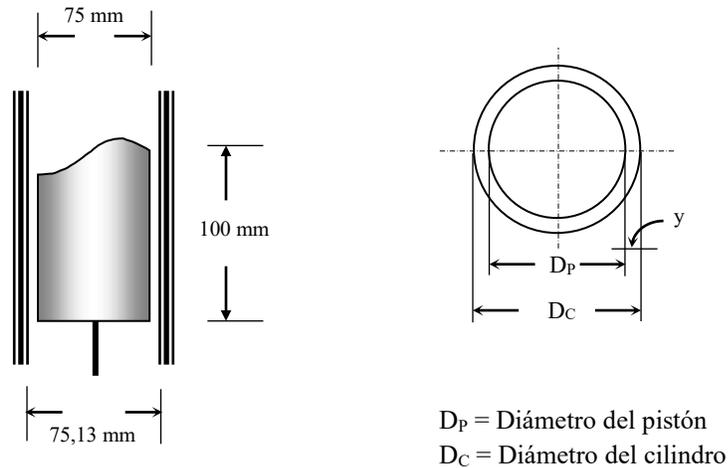
$$v = \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = \frac{0,01126 \text{ kgf} \times \text{seg/m}^2}{805 \text{ kgm/m}^3} \times \frac{9,81 \text{ kgm} \times \text{m/seg}^2}{1 \text{ kgf}}$$

$$v = 1,372 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{seg.}$$

Ejemplo 1.6

El diámetro y la longitud del pistón de un motor de automóvil son de 75 mm y 100 mm respectivamente. El diámetro del cilindro a través del cual se desplaza el pistón es de 7,513 cm. Determinar la fuerza necesaria para mover el pistón a una velocidad de 150 cm/seg, si entre los dos cilindros existe un aceite cuya viscosidad es igual a 1,58 centipoises.



Solución:

$$y = \frac{D_c - D_p}{2} \qquad A = \pi D_p L$$

y = Huelgo entre los dos cilindros que contiene el aceite

A = Área de la superficie del pistón que está en contacto con el aceite.

L = Longitud del pistón.

Considerando que la relación entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad es lineal, se utiliza la ecuación (1-5) de forma que:

$$\frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \qquad \frac{du}{dy} = \frac{u}{y} \qquad \Rightarrow \qquad F = \mu \frac{uA}{y}$$

Sustituyendo valores:

$$y = \frac{75,13 \text{ mm} - 75 \text{ mm}}{2} = 0,065 \text{ mm} = 0,0065 \text{ cm}$$

$$A = \pi(7,5 \text{ cm})(10 \text{ cm}) = 235,5 \text{ cm}^2$$

$$\mu = 1,58 \text{ centipoise} = 0,015 \text{ poise} = 0,0158 \text{ Dina} \times \text{seg}/\text{cm}^2$$

$$F = \frac{0,0158 \text{ Dina} \cdot \text{seg}/\text{cm}^2 \times 150 \text{ cm}/\text{seg} \times 235,5 \text{ cm}^2}{0,0065 \text{ cm}} = 85.866,9 \text{ Dinas}$$

$$F = 87,53 \text{ gramo-fuerza}$$

1.3.10. Ejercicios propuestos

1.3.10.1. El peso específico del agua a presión y temperatura normal es 64,2 lb/pies³. La densidad relativa del mercurio es 13,6. Calcule la densidad del agua y el peso específico y la densidad del mercurio. *Resp.: 1,938 slugs/pies³ 846 slugs/pies³ 26,3 slug/pies³*

1.3.10.2. Un recipiente contiene 10 litros de agua a 20 °C. ¿Cuál es su masa, su peso? ¿Si está lleno de aire? *Resp.: 9,9820 Kg. 94,32 N 0,01204 Kg. 0,118 N*

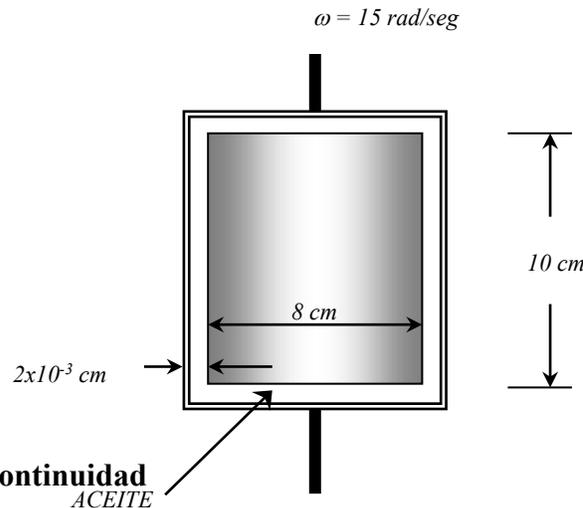
1.3.10.3. Un gas dado pesa 18,0 N/m³ a una cierta temperatura y presión. Cuáles son los valores de su densidad, volumen específico y densidad relativa con respecto al aire que pesa 12,0 N/m³.

1.3.10.4. Una polea que tiene un diámetro interior de 50 mm, gira sobre un eje a 400 rpm, con un huelgo radial de 0,075 mm. Calcular el par que, por metro de longitud del eje, se requiere para vencer la resistencia debida al aceite, cuya viscosidad es 1,0 poise, situado dentro del agujero. *Resp.: 5,483 N.m.*

1.3.10.5. El espacio comprendido entre dos láminas grandes y paralelas, está lleno de un líquido de viscosidad absoluta 7 poises. Dentro del espacio está colocada una lámina de espesor despreciable y de dimensiones $30 \times 30 \text{ cm}^2$ ubicada paralelamente a las grandes láminas y a $0,5 \text{ cm}$ de una de ellas. Esta lámina es arrastrada con una velocidad de 15 cm/seg . Suponiendo una distribución de velocidad exactamente lineal, encontrar la fuerza con que el líquido frena el movimiento de la lámina. *Resp.: 2,3625 N*

1.3.10.6. Un cuerpo cilíndrico rota a una velocidad angular constante 15 rad/seg . Una película de aceite de castor separa el cilindro del recipiente que lo contiene.

La temperatura promedio del aceite es $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\mu = 0,9850 \text{ kg/m}\cdot\text{seg}$.) y el espesor de la película es $2 \times 10^{-3} \text{ cm}$. ¿Qué par se requiere para mantener el movimiento del cilindro a la velocidad indicada? (suponer que la velocidad en el aceite varía proporcionalmente a la distancia al eje de rotación, como en un cuerpo rígido). *Resp.: 38,51 N.m.*



1.4. Ecuación de continuidad

En el flujo estacionario la velocidad de entrada de masa en el sistema de conducción es igual a la de salida, puesto que la masa no se puede acumular ni vaciar.

El estudio del fenómeno de flujo se facilita por el uso de líneas de corriente que son líneas imaginarias en la masa del fluido, representadas de tal forma que la velocidad neta sea

tangente a ellas. Un tubo de corriente es una sección transversal grande o pequeña, limitada totalmente por líneas de corriente.

Dado que no hay flujo a través de las paredes del tubo de corriente, la velocidad de flujo másico a la entrada, en un período de tiempo considerado, es igual a la salida. El fluido entra a una velocidad u_a por un punto en el cual la sección transversal es A_a y sale por otro en donde la sección transversal es A_b (Fig. 1.3). La densidad a la entrada es ρ_a y a la salida ρ_b . Si el flujo es potencial, las velocidades u_a y u_b son constantes a través de A_a y A_b . De acuerdo con la Ley de la conservación de la masa:

$$\begin{aligned} m(\text{ENTRA}) &= m(\text{SALE}) \\ \rho_a u_a A_a &= \rho_b u_b A_b \end{aligned} \tag{1-17}$$

Para un fluido incompresible la densidad es constante, luego la ecuación anterior se convierte en:

$$u_a \cdot A_a = u_b \cdot A_b \tag{1-18}$$

La ecuación (1-17) se denomina ecuación de continuidad y representa la relación entre la velocidad de un fluido y la sección transversal del conducto por el cual fluye.

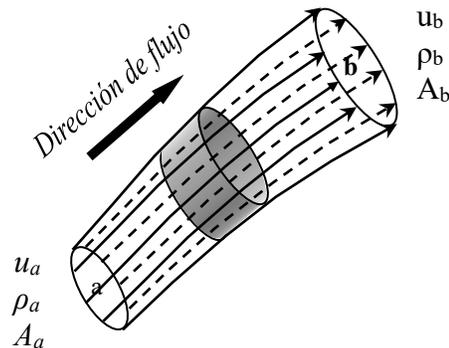


Fig. 1.3. Flujo dentro de un tubo de corriente.

En el flujo no potencial, la sección varía a través de la sección transversal del tubo, y se acostumbra utilizar la velocidad media, calculada mediante la ecuación:

$$U = \frac{1}{A} \int_A u \cdot dA \quad (1-19)$$

Por lo tanto, la ecuación de continuidad para el flujo a través de un tubo de corriente finito, en el cual la velocidad varía con la sección transversal, es:

$$\dot{m} = \rho_a U_a A_a = \rho_b U_b A_b \quad (1-20)$$

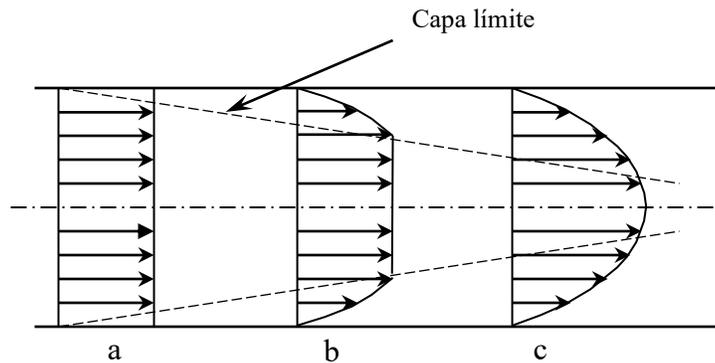


Fig. 1.4. Variación de la velocidad de flujo en un tubo, a) en la entrada, b) y c) a cierta distancia de la entrada.

1.4.1. Tubos y tuberías

Los fluidos se transportan generalmente por el interior de tubos o tuberías de sección circular, que existen en una extensa variedad de tamaños, espesor de pared y materiales de construcción.

No existe una distinción clara entre tubos y tuberías, pero en general se admite que:

a) Los tubos son de pared delgada, dispuestos frecuentemente en rollos de muchos metros de longitud, no se pueden roscar, se unen por medio de bridas o soldadura, y son generalmente lisos.

b) Las tuberías son de pared gruesa, diámetro relativamente grande, se fabrican en longitudes comprendidas entre 6 y 12 m, son corrientemente rugosas, se pueden unir con bridas, soldadura o roscado.

Tanto los tubos como las tuberías se fabrican de diferentes materiales como metales y aleaciones, plásticos, cerámica y vidrio. En el transporte de alimentos se usan tubos y tuberías de acero inoxidable, conocidos como tubos y tuberías sanitarias.

Los tubos y tuberías se clasifican en función de su diámetro nominal y del espesor de la pared. El diámetro nominal no es ni el diámetro externo ni el interno, sino un valor para normalizar los tubos. Sin tener en cuenta el espesor, el diámetro externo de todas las tuberías y tubos correspondientes a un diámetro nominal, es igual para facilitar el intercambio.

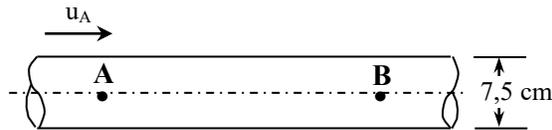
Las tuberías de diferentes materiales se fabrican con el mismo diámetro externo que las de acero, tomado como base. Estas dimensiones normalizadas se conocen como IPS (iron pipe size) o NPS (normal pipe size). Así, una tubería de níquel de 2 pulgadas de diámetro nominal indica que tiene el mismo diámetro externo que una tubería de acero normalizado de 2 pulgadas; es decir, 2,375 pulgadas.

El espesor de la pared se indica por el número de catálogo, que es la relación entre la presión interna de trabajo y la presión que soporta el material. Los catálogos son 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 y 160; pero para tuberías menores de 8 pulg. de diámetro solo se usan 40, 80, 120 y 160 (Tabla E.1 del Apéndice E).

Ejemplo 1.7

Por la sección A de una tubería de 7,5 cm de diámetro circula dióxido de carbono a una velocidad de 4,50 m/seg. La presión en A es de 2060,1 N/m² y la temperatura de 21 °C. En un punto más abajo (B) la presión es de 1373,4 N/m² y la temperatura de 32 °C. Para una lectura barométrica de 1010,43 N/m², calcular la velocidad en B y comparar los caudales volumétricos en A y B. El valor de R para el dióxido de carbono es de 188,9 J/kg.K (Tabla C.7, Apéndice C).

Solución:



La densidad del gas en las secciones A y B se determinan con la ecuación (1-12):

$$P_A = 2060,1 \text{ N/m}^2 + 1010,43 \text{ N/m}^2 = 3070,53 \text{ N/m}^2$$

$$P_B = 1373,4 \text{ N/m}^2 + 1010,43 \text{ N/m}^2 = 2383,83 \text{ N/m}^2$$

$$\rho_A = \frac{P_A}{RT_A} = \frac{3070,53 \text{ N/m}^2}{(188,9 \text{ J/kg.K})(273 + 21)\text{K}} = 0,0553 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_B = \frac{P_B}{RT_B} = \frac{2383,83 \text{ N/m}^2}{(188,9 \text{ J/kg.K})(273 + 32)\text{K}} = 0,0414 \text{ kg/m}^3$$

a) Con la ecuación (1-20), despejando se obtiene U_B de la siguiente forma:

$$\rho_A U_A A_A = \rho_B U_B A_B \Rightarrow U_B = \rho_A U_A A_A / \rho_B A_B \quad A_A = A_B$$

$$U_B = \frac{(0,0553 \text{ kg/m}^3)(4,50 \text{ m/seg})}{0,0414 \text{ kg/m}^3} = 6,0 \text{ m/seg}$$

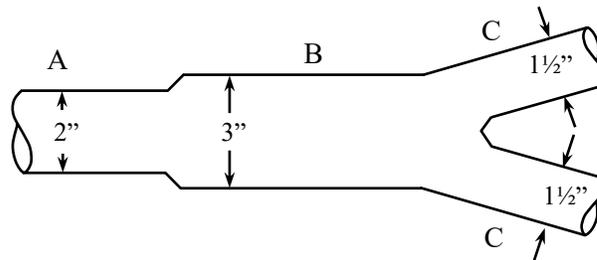
b) El caudal en peso es constante, pero el caudal en volumen variará por diferir la densidad.

$$Q_A = A_A U_A = \frac{1}{4} \pi (0,075 \text{ m})^2 \times 4,50 \text{ m/seg} = 0,0199 \text{ m}^3/\text{seg}.$$

$$Q_B = A_B U_B = \frac{1}{4} \pi (0,075 \text{ m})^2 \times 6,00 \text{ m/seg} = 0,0265 \text{ m}^3/\text{seg}.$$

Ejemplo 1.8

Por la tubería que se muestra fluye un líquido de peso específico igual a 1,32. La tubería A es de acero catálogo 40, la B es de acero catálogo 80 y la C es sanitaria. Si el flujo a través de la tubería A es 80 galones/min., calcular la velocidad de flujo de masa en cada sección, expresada en kg/h y la velocidad lineal en cada sección expresada en m/seg.



Solución:

a) La velocidad de flujo de masa se calcula por la expresión:

$$\dot{m} = \rho U A = \rho Q$$

Reemplazando valores para la tubería A, se tiene:

$$\dot{m}_A = 80 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \times 3,79 \frac{\text{l}}{\text{gal}} \left(60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \right) \times 1,32 \left(1,00 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \right) = 24013,44 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

La velocidad de flujo de masa en la tubería B es igual a la de A, pero en C será en cada sección la mitad de la anterior velocidad, al tener el mismo diámetro,

$$\dot{m}_C = \frac{\dot{m}_A}{2} = \frac{\dot{m}_B}{2} = \frac{24013,44 \text{ kg/h}}{2} = 12006,72 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

b) De la ecuación de flujo de masa se puede encontrar la velocidad lineal media, de la siguiente manera:

$$U_A = \frac{\dot{m}_A}{\rho A_A}$$

De la Tabla E.1 del Apéndice E, para diámetro nominal 2 pulg., catálogo 40 y acero, el diámetro interno es igual a 2,067 pulg. (0,216 dm² de área); luego:

$$U_A = \frac{24.013,44 \text{ kg/h} (1 \text{ h}/3600 \text{ seg})}{(1,32 \times 1,00 \text{ kg/l})(1000 \text{ l/m}^3)(0,216 \text{ dm}^2)(1 \text{ m}^2/100 \text{ dm}^2)} = 2,34 \text{ m/seg}$$

Conocido U_A se puede conocer U_B aplicando la ecuación de continuidad:

$$\rho U_A A_A = \rho U_B A_B \quad U_B = U_A \frac{A_A}{A_B}$$

De la Tabla E.1 del Apéndice E, para diámetro nominal 3 pulg., acero catálogo 80, diámetro interno es igual a 3,068 pulg. (0,476 dm² de área); luego:

$$U_B = 2,34 \text{ m/seg} \left(\frac{0,216 \text{ dm}^2}{0,426 \text{ dm}^2} \right) = 1,19 \text{ m/seg}$$

Del Tabla E.2 del Apéndice E, para diámetro nominal 1½ pulg., acero inoxidable, el diámetro interno es igual a 0,035 m (0,35 dm); por lo tanto:

$$A_C = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(0,35 \text{ dm})^2}{4} = 0,096 \text{ dm}^2 \quad y$$

$$2\rho_C U_C A_C = \rho_B U_B A_B$$

$$U_C = U_B \frac{A_B}{2A_C} = 1,19 \text{ m/seg} \left(\frac{0,426 \text{ dm}^2}{2 \times 0,096 \text{ dm}^2} \right) = 2,64 \text{ m/seg.}$$

1.5. Energía de un flujo. Ecuación de Bernoulli

Los fluidos poseen tres formas de energía: Potencial, (E_{POT}), Cinética (E_C) y de Presión, ($E_{\text{PRESIÓN}}$).

- La Energía Potencial es debida a la elevación, se refiere a una cota.

$$E_{\text{POT}} = wz \quad (1-21)$$

- La Energía Cinética está relacionada con la velocidad del fluido.

$$E_C = \frac{1}{2} mU^2 = \frac{1}{2} \frac{w}{g} U^2 \quad (1-22)$$

- La Energía de Presión es el trabajo necesario para mover un flujo a través de una determinada sección en contra de la presión.

$$E_{\text{PRESIÓN}} = PAd = \frac{Pw}{\gamma} \quad (1-23)$$

donde: w = Peso del fluido, z = distancia vertical a la cota, P = presión, d = distancia recorrida por el fluido.

La energía total de un fluido es:

$$E = E_{\text{POT}} + E_C + E_{\text{PRESIÓN}} = wZ + \frac{1}{2} \frac{w}{g} U^2 + \frac{Pw}{\gamma} \quad (1-24)$$

La ecuación (1-24) se puede expresar en unidades de altura, dividiendo por w ; y (E/w) es la altura de carga H (Fig. 1.5).

$$H = z + \frac{v^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} \quad (1-25)$$

donde: z es la cota o cabezal de elevación, $u^2/2g$ es altura de velocidad o cabezal de velocidad y p/γ es la altura de presión o cabezal de presión.

Aplicando un balance de energía entre los puntos A y B de una tubería por la cual fluye un fluido con flujo potencial (Fig. 1.5), se tiene:

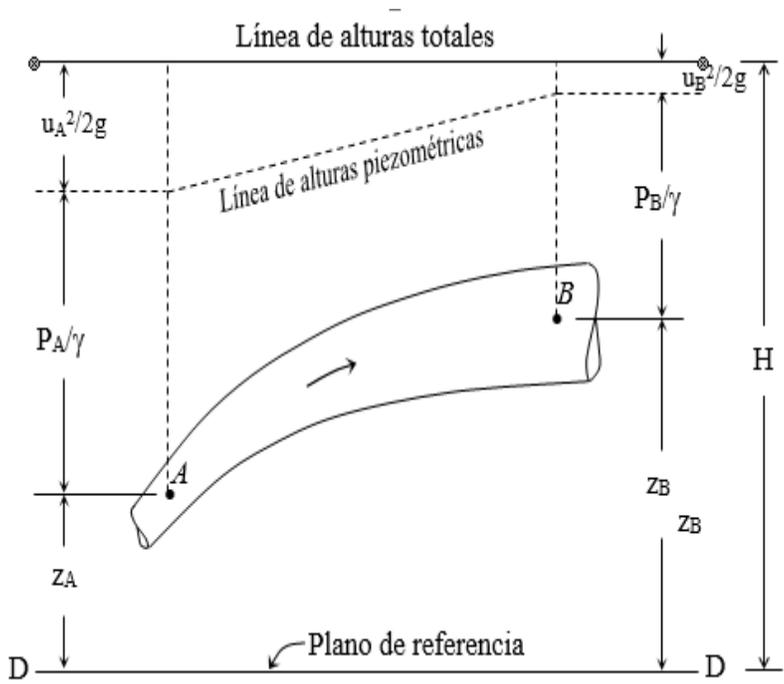


Fig. 1.5. Energía entre dos puntos A y B de una tubería por la cual fluye un fluido con flujo potencial.

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{U_A^2}{2g} + z_A = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{U_B^2}{2g} + z_B \quad (1-26)$$

donde P_A y P_B son presiones absolutas, z_A y z_B distancias verticales de los puntos a un plano de referencia, y U_A y U_B las velocidades correspondientes. Cada uno de los términos de la ecuación se conoce como carga o cabezal; así, cabezal de presión, cabezal de velocidad.

Si se considera que, en el transporte de un fluido desde un punto a otro de una tubería se impulsa el líquido por medio de una bomba, no habrá flujo potencial y el balance de energía en este caso estará indicado por:

$$\frac{P_A}{\gamma} + \alpha_A \frac{U_A^2}{2g} + z_A + H_B - h_f = \frac{P_B}{\gamma} + \alpha_B \frac{U_B^2}{2g} + z_B \quad (1-27)$$

donde α_A y α_B son factores de corrección de la energía cinética al considerar la velocidad media, H_B es la energía suministrada por la bomba de eficiencia η , y h_f las pérdidas de energía debidas al flujo influenciado por la superficie. Esta expresión se conoce como la **Ecuación de Bernoulli** y rige el transporte de fluidos a través de una tubería.

Las unidades de cada término son kgm/kg de fluido o bien metros de fluido. Prácticamente todos los problemas que entrañan flujos de líquidos se resuelven básicamente con esta ecuación. El flujo de gases, en muchos casos, va acompañado de transferencia de calor y se necesita la aplicación de los principios de la termodinámica.

1.5.1. Altura de velocidad

La altura de velocidad representa la energía cinética por unidad de peso que existe en un punto en particular. Si la velocidad en una sección recta fuera uniforme, la altura de velocidad calculada con esta velocidad uniforme (o velocidad media) daría la energía cinética correcta por unidad de peso del fluido. Pero, en general, la distribución de velocidades no es uniforme. La

energía cinética verdadera se determina por integración de las energías cinéticas diferenciales de una a otra línea de corriente. El factor de corrección α de la energía cinética, por el que hay que multiplicar los términos $U^2_A/2g$ y $U^2_B/2g$ de la ecuación (1-27) viene dado por la expresión:

$$\alpha = \frac{1}{A} \int_A \left(\frac{u}{U} \right)^3 dA \quad (1-28)$$

Teóricamente se observa que $\alpha = 1,00$ para una distribución uniforme de velocidades, $\alpha = 1,02$ a $1,15$ para flujos turbulentos y $\alpha = 2,00$ para flujo laminar. En la mayoría de los cálculos en la Mecánica de Fluidos se toma α igual a $1,00$; por lo que no introduce serios errores en los resultados pues la altura de velocidad representa, por lo general, un pequeño porcentaje de la altura total (Fig. 1.5).

1.5.2. Línea de energía o de alturas totales

La línea de alturas totales es la representación gráfica de la energía de cada sección, tal como se muestra en la Fig. 1.5. Para cada sección específica puede representarse, respecto de un plano de referencia, la energía total y la línea obtenida de esta forma es de ayuda en problemas de flujos. La línea de energía totales tiene una pendiente decreciente en el sentido del flujo, excepto en las secciones donde se añade energía mediante dispositivos mecánicos.

1.5.3. Línea de alturas piezométricas

La línea de alturas piezométricas está situada por debajo de la línea de alturas totales en una cantidad igual a la altura de velocidad en la sección correspondiente. Las dos líneas son paralelas para todos los tramos en que las secciones rectas tienen la misma área. La ordenada entre el eje de la corriente de la línea de alturas piezométricas es igual a la altura de presión en la sección en referencia (Fig. 1.5).

1.5.4. Potencia

La potencia se calcula multiplicando el caudal en peso (\dot{m}) por la energía H y dividido por la eficiencia en caso de dispositivos mecánicos). Así resulta la ecuación:

$$\text{Potencia (P)} = \dot{m}H/\eta \quad (1-29)$$

Para determinar el tipo de flujo, se utiliza el Número de Reynolds (R_E) definido como:

$$R_E = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (\text{adimensional}) \quad (1-30)$$

donde D es el diámetro interno de la tubería. Si el número de Reynolds es:

Menor de 2.100	Flujo laminar.
Entre 2.100 y 3.600	Flujo de transición.
Mayor de 3.600	Flujo turbulento.

1.5.5. Pérdidas de energía por fricción

Las pérdidas de energía por fricción en el flujo a través de tuberías, es igual a la suma de los diferentes tipos de pérdidas que se pueden presentar, así:

$$h_f = h_{fs} + h_{fc} + h_{fe} + h_{fa} \quad (1-31)$$

donde: h_{fs} es la pérdida por fricción en superficie, h_{fc} es la pérdida por fricción al reducirse la tubería, h_{fe} es la pérdida por fricción al expandirse la tubería, y h_{fa} es la pérdida por fricción debida a los accesorios que se instalan en la tubería.

Las pérdidas por fricción en superficie se calculan por la siguiente expresión:

$$h_{fs} = f \frac{L U^2}{D 2g} \quad (1-32)$$

donde f es el factor de fricción, L es la longitud de la tubería, U la velocidad lineal del fluido y D el diámetro interno de la tubería.

El factor de fricción f depende del tipo de rugosidad del material de construcción de la tubería, y del número de Reynolds. La rugosidad de la tubería es de varias formas, y está caracterizada por la unidad ϵ llamada parámetro de rugosidad (Tabla 1-1). Los tubos de acero inoxidable, latón y cobre son lisos.

La dependencia del factor de fricción con la rugosidad y el tipo de flujo está representada por el **Diagrama de Moody** (Apéndice K). En este diagrama se puede observar que, para flujo laminar el factor de fricción es igual a:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (1-33)$$

Tabla 1-1. Coeficientes de rugosidad absoluta ϵ (Ahmed, 1987).

Material	rugosidad absoluta (ϵ) (mm)
Concreto centrifugado nuevo**	0,16
Concreto centrifugado con protección bituminosa**	0,0015 a 0,125
Concreto de acabado liso**	0,025
Concreto alisado interiormente con cemento**	0,25
Concreto con acabado rugoso**	10,00
Acero bridado	0,91 a 9,10
Tubería de acero soldada	0,046
Acero comercial o hierro dulce	0,046
Hierro fundido asfaltado	0,120
Hierro fundido nuevo	0,260
Hierro fundido oxidado**	1,0 a 1,5

Hierro galvanizado	0,15
Madera cepillada	0,18 a 0,90
Arcilla vitrificada*	0,15
Asbesto cemento nuevo**	0,025
Asbesto cemento con protección interior de asfalto**	0,0015
Vidrio, cobre, latón, madera bien cepillada, acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura, tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule. **	0,0015

* Saldarriaga (1998)

** Sotelo (1982)

Pérdidas por expansión. Cuando se aumenta la sección transversal de una tubería, se forma una zona de torbellinos inmediatamente al cambio; lo que induce una pérdida de energía igual a:

$$h_{fe} = K_e \frac{U^2}{2g} \quad (1-34)$$

donde K_e es el coeficiente de pérdida por expansión, el cual se determina experimentalmente o se calcula por:

$$K_e = \left(1 - \frac{A_A}{A_B}\right)^2 \quad (1-35)$$

Pérdidas por reducción. Al disminuir la sección transversal de una tubería se forma un chorro de sección reducida, vena contracta, que luego se adapta a la pared; después de la reducción y antes de la adaptación se tiene una zona de torbellinos donde existe pérdida de energía igual a:

$$h_{fc} = K_c \frac{U_B^2}{2g} \quad (1-36)$$

donde K_C es el coeficiente de pérdida por reducción, el cual se determina experimentalmente o se calcula por:

$$K_C = 0,4 \left(1 - \frac{A_B}{A_A} \right)^2 \quad (1-37)$$

Para flujo laminar, el factor se puede considerar despreciable la pérdida de energía por reducción.

Coefficiente de pérdidas por entrada y salida de tubería:

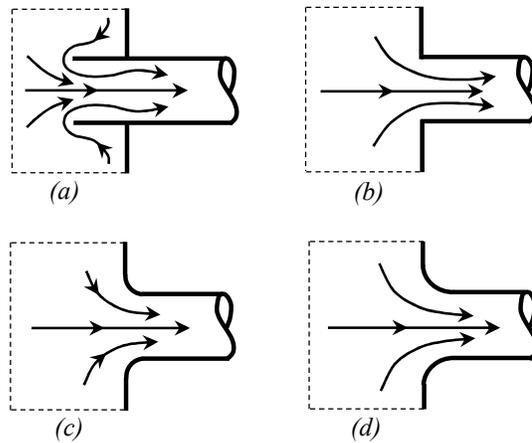


Figura 1.6. Coeficientes de pérdida. (a) Entrada de borda $K=0,8$ (b) Entrada normal $K=0,5$ (c) Entrada ligeramente redondeada $K=0,20$ (d) Entrada bien redondeada $K=0,04$ (Munson *et al.*, 1990).

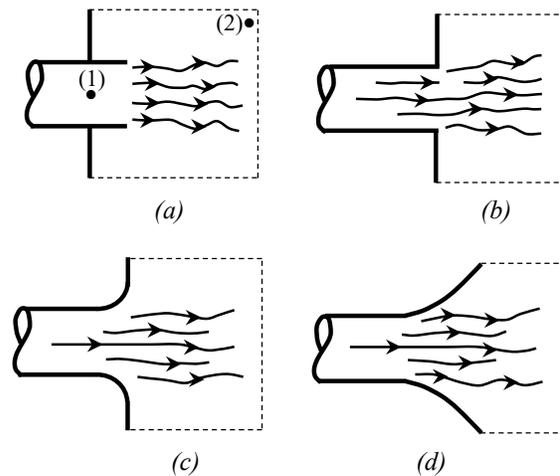


Figura 1.7. Coeficientes de pérdida. (a) Salida de borda $K=1$ (b) Salida normal $K=1$ (c) Salida ligeramente redondeada $K=1$ (d) Salida bien redondeada $K=1$ (Munson *et al.*, 1990).

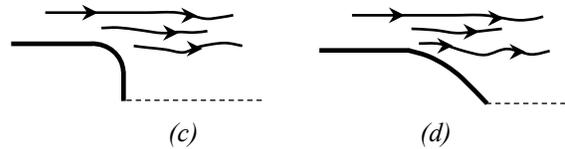


Figura 1.7. Coeficientes de pérdida. (a) Salida de borda $K=1$ (b) Salida normal $K=1$ (c) Salida ligeramente redondeada $K=1$ (d) Salida bien redondeada $K=1$ (Munson *et al.*, 1990).

Pérdidas de energía por válvulas y accesorios. Cuando en una tubería se colocan llaves de regulación de flujo (válvulas) y/o accesorios de desviación de la dirección de flujo, se ocasionan pérdidas de energía a través de ellos, iguales a:

$$h_{fa} = K_f \frac{U^2}{2g} \quad (1-38)$$

donde K_f es el coeficiente de pérdida por accesorio o válvula, el cual se determina experimentalmente para cada accesorio, o se utiliza el valor dado en la Tabla 1-2.

Las pérdidas por fricción en accesorios también se pueden calcular en función de la longitud equivalente (L_e) de tubería del diámetro usado que corresponde a cada accesorio, por medio de las siguientes expresiones:

$$L_a = \sum L_e \cdot D \quad (1-39)$$

$$h_{fa} = f \frac{L_a}{D} \frac{U^2}{2g} \quad (1-40)$$

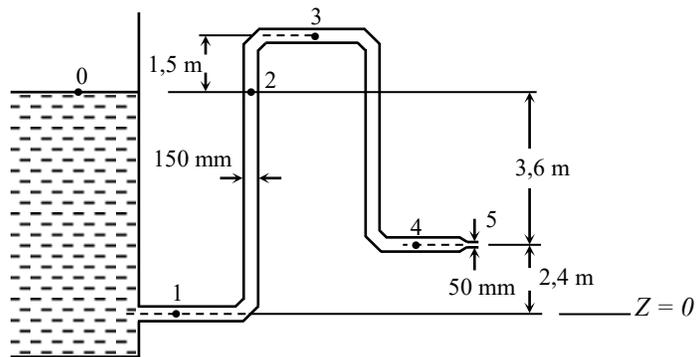
Tabla 1-2. Coeficientes de pérdida por fricción en válvulas y accesorios

	ACCESORIO	K_f	L_e
Codo de:	45°	0,30	15
	90° radio normal	0,74	32

	90° radio medio	0,60	26
	90° radio largo	0,46	20
	180°	1,70	75
Te		1,30	60
Acoples		--	--
Uniones		--	--
Válvula de:			
	Globo	6,00	300
	Compuerta (Abierta)	0,20	13
	Compuerta (Abierta 3/4)	1,15	35
	Compuerta (Abierta 1/2)	5,60	160
	Ángulo	3,00	170
	Esférica (abierta)	10,0	350
Medidor de disco		8,00	400
Medidor de pistón		12,0	600

Ejemplo 1.9

Calcular el caudal que desagua la tubería de la Figura siguiente y las presiones en los puntos 1, 2, 3 y 4. Despréciense los rozamientos. $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$



Solución:

Aplicando la ecuación (1-26) entre los puntos 0 y 5 (sin tener en cuenta la contracción del chorro) y considerando que: $P_1 = P_2 = 0$, $U_1 = 0$, $z_5 = 2,4$ m y $z_0 = 6,0$ m.

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{U_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{U_5^2}{2g} + z_5$$

$$0 + 0 + z_0 = 0 + \frac{U_5^2}{2g} + z_5 \quad \Rightarrow \quad U_5 = \sqrt{2g(z_0 - z_5)}$$

$$U_5 = \sqrt{2(9,81 \text{ m/seg}^2)(6 - 2,4) \text{ m}} = 8,404 \text{ m/seg}$$

Con la ecuación (1-18) se determina el caudal volumétrico:

$$Q = UA = (8,404 \text{ m/seg})\pi (0,05 \text{ m})^2/4 = 0,0165 \text{ m}^3/\text{seg}.$$

El diámetro de la tubería es constante, por lo que $r_1 = r_2 = r_3 = r_4$; por lo que las velocidades en dichos puntos es la misma y en general U:

$$U = \frac{Q}{\pi D^2/4} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{(4)(0,0165 \text{ m}^3/\text{seg})}{\pi(0,15 \text{ m})^2} = 0,934 \text{ m/seg}$$

Para calcular las presiones en los puntos 1, 2, 3 y 4 se aplica la ecuación (1-26) entre 0 y cada uno de ellos, de la siguiente manera:

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{U_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1$$

$$0 + 0 + 6 \text{ m} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{(0,934 \text{ m/seg})^2}{2(9,81 \text{ m/seg}^2)} + 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{P_1}{\gamma} = 5,956 \text{ m}$$

$$P_1 = 9810 \text{ N/m}^3 \times 5,956 \text{ m} = 58.428,36 \text{ N/m}^2$$

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{U_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g} + z_2$$

$$0 + 0 + 6 \text{ m} = \frac{P_2}{\gamma} + 0,0445 \text{ m} + 6 \text{ m} \Rightarrow \frac{P_2}{\gamma} = -0,0445 \text{ m}$$

$$P_2 = 9810 \text{ N/m}^3 (-0,0445 \text{ m}) = -436,545 \text{ N/m}^2$$

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{U_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{U_3^2}{2g} + z_3$$

$$0 + 0 + 6 \text{ m} = \frac{P_3}{\gamma} + 0,0445 \text{ m} + 7,5 \text{ m} \Rightarrow \frac{P_3}{\gamma} = -1,545 \text{ m}$$

$$P_3 = 9810 \text{ N/m}^3 \times (-1,545 \text{ m}) = -15.151,54 \text{ N/m}^2$$

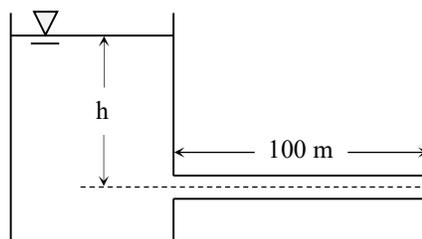
$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{U_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{U_4^2}{2g} + z_4$$

$$0 + 0 + 6 \text{ m} = \frac{P_4}{\gamma} + 0,0445 \text{ m} + 2,40 \text{ m} \Rightarrow \frac{P_4}{\gamma} = 3,556 \text{ m}$$

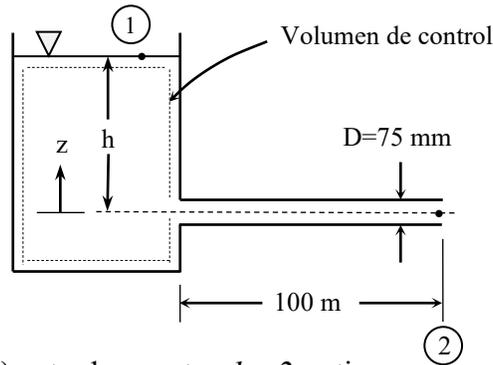
$$P_4 = 9810 \text{ N/m}^3 \times (3,556 \text{ m}) = 34.884,36 \text{ N/m}^2$$

Ejemplo 1.10

¿Qué nivel h se debe mantener en el depósito que aparece en la figura para producir un gasto volumétrico de $0,03 \text{ m}^3/\text{seg}$ de agua? El diámetro interior del tubo liso es de 75 mm y la longitud del conducto es 100 m . El coeficiente de pérdida (K) para la entrada es $0,5$. El agua se descarga hacia la atmósfera.



Solución:



Aplicando la ecuación (1-26) entre los puntos 1 y 2 se tiene:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g} + z_1 - h_f = \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g} + z_2$$

Considerando que $h_f = h_{fs} + h_{fc}$, la ecuación anterior puede escribirse de la siguiente manera:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g} + z_2 \right) = h_{fs} + h_{fc}$$

donde:

$$h_{fs} = f \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} \quad h_{fc} = K_c \frac{U^2}{2g}$$

para el problema dado, $P_1 = P_2 = P_{atm}$, $U_1 \approx 0$, $U_2 = U$ y $\alpha_2 \approx 1$. Si se supone que $z_2 = 0$, entonces $z_1 = h$, la ecuación de Bernoulli se reduce a:

$$h - \frac{U^2}{2g} = f \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} + K_c \frac{U^2}{2g}$$

$$h = \frac{U^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} + K_c \frac{U^2}{2g}$$

$$h = \frac{U^2}{2g} \left(f \frac{L}{D} + K_c + 1 \right)$$

puesto que $U = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$, entonces

$$h = \frac{8Q^2}{\pi^2 D^4 g} \left(f \frac{L}{D} + K_c + 1 \right)$$

Suponiendo que se trata de agua a 20 °C, se tiene: $\rho = 999 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 1,0 \times 10^{-3} \text{ kg/m.seg}$.

Por lo tanto:

$$R_E = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{4Q\rho}{\pi \mu D}$$

$$R_E = \frac{4(999 \text{ kg/m}^3)(0,03 \text{ m}^3/\text{seg})}{\pi (1,0 \times 10^{-3} \text{ kg/m.seg})(0,075 \text{ m})} = 5,09 \times 10^5$$

Para un tubo liso, $f = 0,0131$ (Diagrama de Moody). Sustituyendo valores:

$$h = \frac{8Q^2}{\pi^2 D^4 g} \left(f \frac{L}{D} + K_c + 1 \right)$$

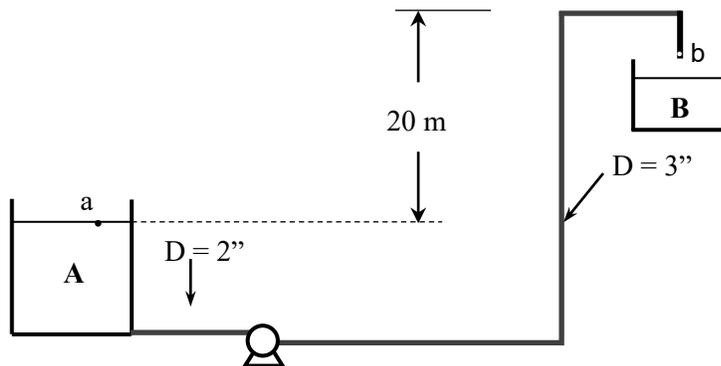
$$h = \frac{8(0,03 \text{ m}^3/\text{seg})^2}{\pi^2 (0,075 \text{ m})^4 (9,81 \text{ m/seg}^2)} \left(0,0131 \frac{100 \text{ m}}{0,075 \text{ m}} + 0,5 + 1 \right)$$

$$h = 44,6 \text{ m}$$

Ejemplo 1.11

Para el esquema dado a continuación, circula agua desde un tanque A por medio de una tubería de acero catálogo 40 mediante una bomba de 70% de eficiencia, teniendo una velocidad de succión de 90 cm/seg. Calcular la potencia de la bomba en HP, si las pérdidas por fricción son de 2,5 N.m/kg. (0,255 m).

$$\mu = 0,001 \text{ kg/m.seg.}; \rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$



Solución:

Para determinar la potencia de la bomba con la ecuación (1-29), es necesario calcular la altura (energía) que suministra la bomba al fluido:

$$\text{Potencia} = \dot{m}H_B/\eta \quad \text{ó} \quad \text{Potencia} = \rho QH_B/\eta$$

El término H_B se puede determinar aplicando la ecuación (1-27) entre la superficie del agua en el tanque A y el punto de salida en la tubería que descarga en el tanque B.

$$\frac{P_A}{\gamma} + \alpha_A \frac{U_A^2}{2g} + z_A + H_B - h_f = \frac{P_B}{\gamma} + \alpha_B \frac{U_B^2}{2g} + z_B$$

Para esta condición y tomando como plano de referencia el que pasa por la superficie del agua en el tanque A, se tiene que $P_A = P_B =$ presión atmosférica, $z_A = 0$, $z_B = 20 \text{ m}$, $U_a = 0$

(reposo); la velocidad en el punto b se debe calcular por la ecuación de continuidad (1-20) antes y después de la bomba. De la Tabla E.1, Apéndice E, para tubos de acero normalizados (catálogo 40) 2" y 3" de diámetro, las áreas internas son 0,00217 m² (DI = 0,0525 m) y 0,00477 (DI = 0,0779 m) m², respectivamente.

$$\rho_A \cdot U_A \cdot A_A = \rho_B \cdot U_B \cdot A_B \quad \text{y} \quad U_B = U_A(A_A/A_B)$$

$$U_B = 0,90 \text{ m/seg} \times \frac{0,00216 \text{ m}^2}{0,00477 \text{ m}^2} = 0,408 \text{ m/seg}$$

Con este valor de U_B se halla el N° de Reynolds (R_E) y a su vez el factor α_b .

$$R_E = \frac{(0,0525 \text{ m})(0,408 \text{ m/seg})(1000 \text{ kg/m}^3)}{0,001 \text{ Kg/m} \cdot \text{seg}} = 21420$$

Dado que el flujo es turbulento, $\alpha_B = 1$.

Remplazando valores en la ecuación de Bernoulli, y considerando que en el sistema MKS las unidades correspondientes a cada término están expresadas en m; y además, $\gamma = \rho g = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/seg}^2 = 9810 \text{ N/m}^3$; se tiene:

$$0 + 0 + 0 + H_B - 0,255 \text{ m} = \frac{(0,408 \text{ m/seg})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/seg}^2} + 20 \text{ m}$$

$$H_B - 0,255 \text{ m} = 20 \text{ m} + 0,0208 \text{ m} \quad H_B = 20,276 \text{ m}$$

La potencia de la bomba será:

$$\text{Potencia} = \gamma Q H_B / \eta$$

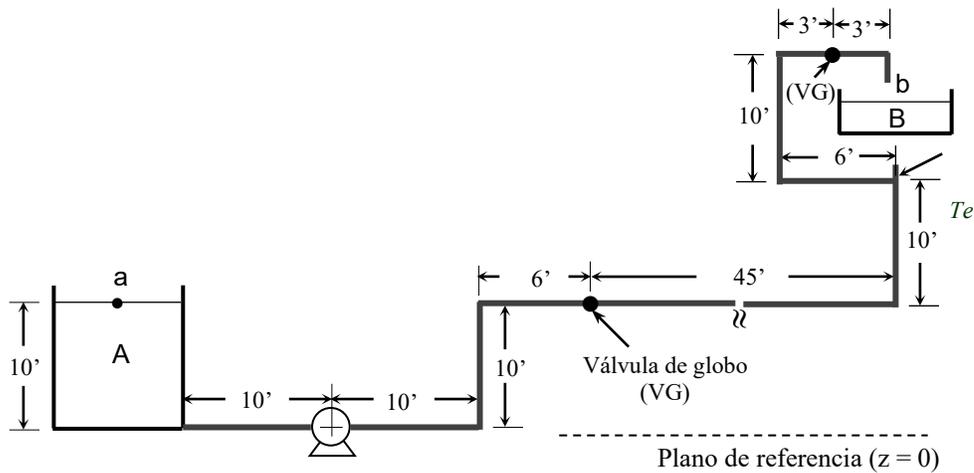
$$\text{Potencia} = (9810 \text{ N/m}^3)(0,408 \text{ m/seg})(0,00477 \text{ m}^2)(20,276 \text{ m})/0,70$$

$$\text{Potencia} = 553,01 \text{ N.m/seg. (Watt/N.m/seg)(HP/745,7 Watt)}$$

$$\text{Potencia} = 0,742 \text{ HP}$$

Ejemplo 1.12

El sistema (sin escala) ilustrado en la figura se usa para transportar agua a 25 °C a través de una tubería sanitaria de 2 pulg. desde el tanque A hasta el tanque B a una velocidad másica de 1000 lb_m/min. Determinar la potencia de la bomba, si la eficiencia de ésta es del 75%. $\gamma = 62,4 \text{ lb}_f/\text{pies}^3$



Solución:

Para hallar la potencia de la bomba con la ecuación (1-29) se requiere determinar la energía que suministra la bomba al fluido. Si se considera que el punto a está situado en la superficie del agua del tanque A y b el de la salida de la tubería del tanque B, se puede aplicar la ecuación de (1-27).

$$\frac{P_a}{\gamma} + \alpha_a \frac{U_a^2}{2g} + z_b + H_B - h_f = \frac{P_b}{\gamma} + \alpha_b \frac{U_b^2}{2g} + z_b$$

Tomando como plano de referencia el fondo del tanque A , se tiene que: $z_a = 10$
 pies, $z_b = 30$ pies, $U_a = 0$, $P_a = P_b$.

Para hallar U_b se utiliza la relación $\dot{m} = \rho UA$

De la Tabla E.2 del Apéndice E, para tubería sanitaria de 2 pulgadas, el diámetro interno es igual a 1,87 pulg.

$$A_b = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (1,87 \text{ pulg})^2}{4} \times \frac{\text{pies}^2}{144 \text{ pulg}^2} = 0,0191 \text{ pies}^2$$

Luego:

$$U_b = \frac{\dot{m}}{\rho A_b} = \frac{(1000 \text{ lb/min})(1 \text{ min}/60 \text{ seg})}{(62,4 \text{ lb/pies}^3)(0,0191 \text{ pies}^2)} = 14,0 \text{ pies/seg}$$

Para hallar α_b se determina primero el Número de Reynolds (R_E):

$$R_E = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{(62,4 \text{ lb/pies}^3)(1,87 \text{ pulg})(1 \text{ pie}/12 \text{ pulg})(14,0 \text{ pies/seg})}{(0,01 \text{ poises})(242 \text{ lb/pies.h/poises})(1 \text{ h}/3600 \text{ seg})}$$

$$R_E = 2,05 \times 10^5$$

El flujo es turbulento y por lo tanto $\alpha_b = 1$. Las pérdidas por fricción para el sistema son iguales a $h_f = h_{fs} + h_{fa}$; y las pérdidas por fricción en superficie son:

$$h_{fs} = f \frac{L U^2}{D 2g}$$

Del diagrama de Moody (Apéndice K), para tubería lisa y $R_E = 2,05 \times 10^5 \Rightarrow$

$$f = 0,004.$$

$$L = (10 + 10 + 10 + 6 + 45 + 10 + 6 + 10 + 3 + 3) \text{ pies} = 113 \text{ pies}$$

$$h_{fs} = 0,004 \frac{113 \text{ pies}}{(1,87 \text{ pulg})(1 \text{ pie}/12 \text{ pulg})} \frac{(14,0 \text{ pies/seg})^2}{(2 \times 32,2 \text{ pies/seg}^2)} = 8,83 \text{ pies}$$

Las pérdidas por fricción debidas a los accesorios son:

$$h_{fa} = h_{f(\text{CODO } 90^\circ)} + h_{f(\text{VÁLVULA})} + h_{f(\text{TE})}$$

$$h_{fa} = \frac{U_b^2}{2g} (6K_{(\text{CODO } 90^\circ)} + 2K_{(\text{VÁLVULA DE GLOBO})} + K_{(\text{TE})})$$

De la Tabla 1-2 se obtienen los valores de K para los accesorios:

$$K_{(\text{CODO } 90^\circ \text{ RADIO NORMAL})} = 0,74$$

$$K_{(\text{VALVULA DE GLOBO})} = 6,0$$

$$K_{(\text{TE})} = 1,30$$

$$h_{fa} = \frac{(14,0 \text{ pies/seg})^2}{2(32,2 \text{ pies/seg}^2)} [6(0,74) + 2(6,0) + (1,3)] = 54,0 \text{ pies}$$

Las pérdidas hidráulicas (totales) en el sistema son:

$$h_f = 8,83 + 54,0 = 62,83 \text{ pies}$$

Remplazando valores en la ecuación (1-27), se tiene:

$$0 + 0 + 10 + H_B - 62,83 = \frac{(14,0)^2}{2(32,2)} + 30 = 97,87 \text{ pies}$$

La potencia necesaria de la bomba es:

$$P = \gamma Q H_B / \eta = \gamma U_b A_b H_B / \eta$$

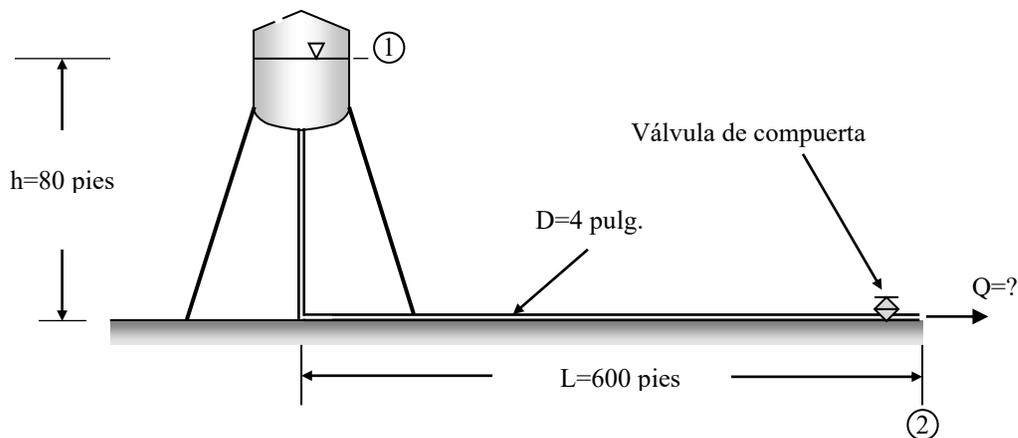
$$P = (62,4 \text{ lbf/pies}^3)(14,0 \text{ pies/seg})(0,0191 \text{ pies}^2)(95,87 \text{ pies})/0,75$$

$$P = 2132,885 \text{ lbf.pies/seg.} (1 \text{ HP}/550 \text{ lbf.pies})$$

$$P = 3,88 \text{ HP}$$

Ejemplo 1.13

Un sistema de protección contra incendios se alimenta desde un depósito de agua, cuya superficie libre está abierta a la atmósfera. El tramo de tubería más corto es de 80 pies y el más largo del sistema es de 600 pies y son de hierro fundido ($\epsilon/D = 0,005$). El sistema contiene una válvula o compuerta de descarga, pudiéndose despreciar las otras pérdidas menores. El diámetro de toda la tubería es de 4 pulg. Determinar el gasto volumétrico máximo a través del sistema.



Solución:

Aplicando la ecuación de Bernoulli (ecuación 1-27) entre los puntos indicados como 1 y 2 en la figura, se tiene:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g} + z_2 \right) = h_{fs} + h_{fa}$$

donde

$$h_{fs} = f \frac{L}{D} \frac{U_2^2}{2g} \quad (1-36)$$

$$h_{fa} = K_f \frac{U_2^2}{2g} \quad (1-38)$$

Suponiendo que: $P_1 = P_2 = P_{atm}$; $U_1 \approx 0$; $\alpha_2 \approx 1,0$; y para el caso de la válvula de compuerta (abierta), $K_f = 0,13$ (Tabla 1-2), por lo tanto:

$$z_1 - \frac{U_2^2}{2g} - z_2 = f \frac{L}{D} \frac{U_2^2}{2g} + K_f \frac{U_2^2}{2g}$$

$$z_1 - z_2 = f \frac{L}{D} \frac{U_2^2}{2g} + K_f \frac{U_2^2}{2g} + \frac{U_2^2}{2g}$$

$$z_1 - z_2 = \frac{U_2^2}{2g} \left(f \frac{L}{D} + K_f + 1 \right)$$

Despejando a U_2 :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2g(z_1 - z_2)}{\left(f \frac{L}{D} + K_f + 1 \right)}}$$

Dado que el tramo vertical y horizontal de la tubería tiene el mismo diámetro, el término L/D es:

$$\frac{L}{D} = \frac{(600 \text{ pies} + 80 \text{ pies})}{4 \text{ pulg}} \times \frac{12 \text{ pulg}}{\text{pie}} = 2040 \text{ pies}$$

$$z_1 - z_2 = h = 80 \text{ pies}$$

Como no se conoce U_2 no se puede calcular R_E . Sin embargo, se puede suponer un valor para el factor de rozamiento en la región de flujo completamente rugoso, que pudiera ser 0,030 (Diagrama de Moody). De esta forma se obtiene una primera aproximación para U_2 .

$$U_2 = \sqrt{\frac{2(32,2 \text{ pies/seg}^2)(80 \text{ pies})}{(0,030)(2040 + 0,13 + 1)}} = 9,17 \text{ pies/seg}$$

Verifíquese ahora el valor supuesto para f .

$$R_E = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{U D}{\nu} = \frac{(9,17 \text{ pies/seg})(4 \text{ pulg})(1 \text{ pie}/12 \text{ pulg})}{(1,2 \times 10^{-5} \text{ pies}^2/\text{seg})} = 2,5 \times 10^5$$

Para $\varepsilon/D = 0,005$ y $R_E = 2,5 \times 10^5$; del Diagrama de Moody: $f = 0,031$. Este valor difiere del valor supuesto ($f = 0,030$), por lo que debe hacerse una nueva aproximación. Utilizando el valor proporcionado por el Diagrama, es decir: $f = 0,031$ como supuesto, la velocidad de flujo es:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2(32,2 \text{ pies/seg}^2)(80 \text{ pies})}{(0,031)(2040 + 0,13 + 1)}} = 9,02 \text{ pies/seg}$$

$$R_E = \frac{(9,02 \text{ pies/seg})(4 \text{ pulg})(1 \text{ pie}/12 \text{ pulg})}{(1,2 \times 10^{-5} \text{ pies}^2/\text{seg})} = 2,51 \times 10^5$$

El nuevo valor de f es 0,0308; se observa entonces que la convergencia es aceptable. De esta forma, el gasto volumétrico resulta:

$$Q = U_2 A = U_2 \frac{\pi D^2}{4}$$

$$Q = 9,02 \text{ pies/seg} \frac{\pi (4 \text{ pulg})^2 (1 \text{ pie}^2/144 \text{ pulg}^2)}{4}$$

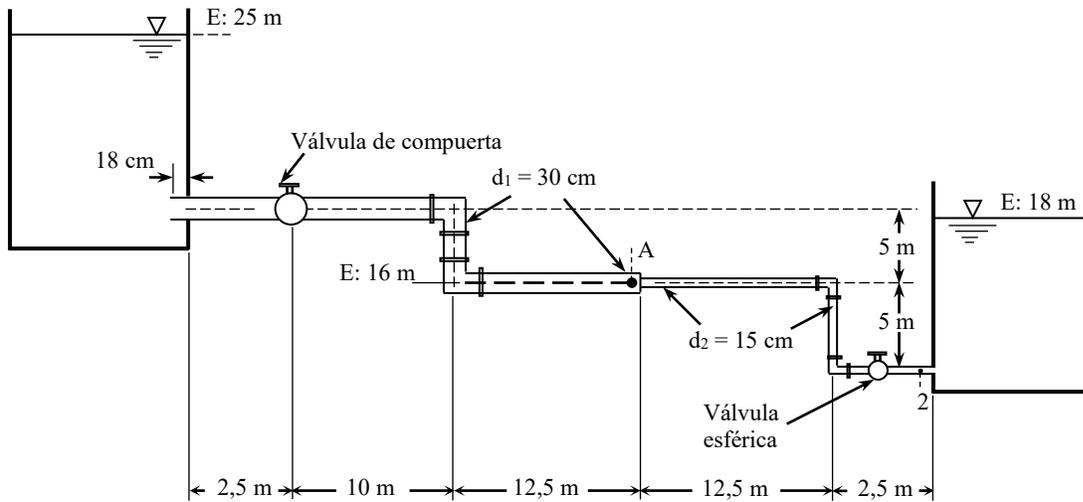
$$Q = 0,787 \text{ pies}^3/\text{seg}.$$

Ejemplo 1.14

Desde un depósito cuya superficie libre está a una altura de 25 m fluye agua hacia otro depósito cuya superficie libre tiene una elevación de 18 m. Los dos depósitos están conectados por tuberías de hierro fundido nuevo, bridado, con espesor de paredes de 1/4"; una de 30 cm de diámetro y 30 m de longitud seguida de otra de 15 cm de diámetro y 30 m de longitud.

Existen dos codos de 90° en cada tubería y en el tramo horizontal de cada una de ellas se han instalado como se muestra en la Figura, válvulas de compuerta y esféricas del diámetro correspondiente que se encuentran totalmente abiertas; la tubería de mayor diámetro ingresa 18 cm en el depósito. Considérese que la viscosidad cinemática del agua es de $1,007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Si la altura de la contracción brusca es de 16 m, determinar el caudal y la presión en el punto A (cambio de sección).



Solución:

Para resolver el problema, se debe de aplicar la ecuación de la energía (1-27) desde el depósito 1 al depósito 2 con el fin de reducirla, al considerar que las presiones sobre la superficie libre de cada depósito son iguales a la presión atmosférica ($P_1 = P_2 = 0$); También, la velocidad de una partícula de fluido sobre estas superficies se puede aproximar a cero ($U_1 = U_2 = 0$).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g} + z_1 - h_f = \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g} + z_2$$

$$0 + 0 + z_1 - h_f = 0 + 0 + z_2$$

$$h_f = z_1 - z_2 \quad (A)$$

Las pérdidas de energía totales en el sistema (h_f) se estiman con la ecuación (1-31):

$$h_f = h_{fs} + h_{fc} + h_{fe} + h_{fa} \quad h_{fe} = 0 \text{ (No existen expansiones)}$$

$$h_f = h_{fs} + h_{fc} + h_{fa}$$

donde h_{fa} son las pérdidas de energía debido a accesorios y para efectos de cálculos sencillos, se puede incluir la que se origina en la reducción (h_{fe}) y h_{fs} las pérdidas por fricción en el sistema. La ecuación que se obtuvo (A) queda como:

$$h_{fs} + h_{fa} = z_1 - z_2 \quad (B)$$

Perdidas por fricción (h_{fs}):

De la Tabla 1-1 se obtiene la rugosidad (ε) de la tubería: Hierro fundido (nuevo): $\varepsilon = 0,260$ mm. La rugosidad relativa para cada tramo de tubería será,

$$\varepsilon/d_1 = 0,260/300 = 0,00086$$

$$\varepsilon/d_2 = 0,260/150 = 0,0017$$

Dado que se desconoce el caudal volumétrico, se considera que el flujo de fluido es de régimen turbulento, por lo que es necesario suponer valores de coeficientes fricción utilizando el diagrama de Moody del Apéndice K:

$$f_1 = f_{30} (\varepsilon/d_1, Re) = 0,018$$

$$f_2 = f_{15} (\varepsilon/d_2, Re) = 0,020$$

Que son los valores que se incluirán en la ecuación (1-32) para estimar las pérdidas producidas por la fricción.

$$h_{fs} = f \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g}$$

$$L_1 = 2,5 \text{ m} + 10 \text{ m} + 12,5 \text{ m} + 5 \text{ m} = 30 \text{ m}$$

$$L_2 = 12,5 \text{ m} + 5 \text{ m} + 2,5 \text{ m} = 20 \text{ m}$$

$$h_{fs} = 0,0185 \frac{30}{0,3} \frac{U_1^2}{2g} + 0,0205 \frac{20}{0,15} \frac{U_2^2}{2g}$$

$$h_{fs} = 1,85 \frac{U_1^2}{2g} + 2,73 \frac{U_2^2}{2g} \quad (C)$$

Perdidas menores (h_{fa} , válvulas y accesorios):

$$h_{fa} = K_f \frac{U^2}{2g} \quad (\text{Ecuación 1-38})$$

$$K_f = K_{ENTRADA(30\text{cm})} + K_{VAL(30\text{cm})} + K_{CODO(30\text{cm})} + K_{CODO(15\text{cm})} + K_{VAL.ESF.(15\text{cm})} + K_{SALIDA} + K_{REDUCCIÓN}$$

$$K_{ENTRADA(30\text{ cm})} = 0,8 \quad (\text{Fig. 1.6})$$

$$K_{VAL COMP (30\text{cm})} = 0,20 \quad (\text{Tabla 1-2})$$

$$K_{CODO (30\text{ cm})} = 0,74 \quad (\text{Tabla 1-2})$$

$$K_{CODO (15\text{ cm})} = 0,74 \quad (\text{Tabla 1-2})$$

$$K_{VAL.ESF. (15\text{ cm})} = 10,0 \quad (\text{Tabla 1-2})$$

$$K_{REDUCCIÓN} = 0,225 \quad (\text{Ec. 1-37})$$

$$K_{SALIDA} = 1,0 \quad (\text{Fig. 1.7})$$

La ecuación (1-38) puede re-escribirse de la siguiente manera:

$$h_{fa} = \frac{U^2}{2g} \sum K_{ACCESORIOS}$$

$$h_{fa} = \frac{U_1^2}{2g} (K_{ENT} + K_{VALV COMP} + 2K_{CODO}) + \frac{U_2^2}{2g} (K_{RED} + 2K_{CODO(15)} + K_{VAL ESF} + K_{SAL})$$

$$h_{fa} = \frac{U_1^2}{2g} [0,8 + 0,20 + 2(0,74)] + \frac{U_2^2}{2g} [0,225 + 2(0,74) + 10,0 + 1]$$

$$h_{fa} = 2,48 \frac{U_1^2}{2g} + 12,71 \frac{U_2^2}{2g} \quad (D)$$

Sustituyendo en las ecuaciones C y D en la ecuación B:

$$1,85 \frac{U_1^2}{2g} + 2,73 \frac{U_2^2}{2g} + 2,48 \frac{U_1^2}{2g} + 12,71 \frac{U_2^2}{2g} = z_1 - z_2$$

$$z_1 - z_2 = 4,33 \frac{U_1^2}{2g} + 15,44 \frac{U_2^2}{2g} \quad (E)$$

Finalmente, sustituyendo ecuación (E) en la que se identificó como (A); además: $z_1 = 25$ m y $z_2 = 18$ m

$$25 \text{ m} - 18 \text{ m} = 4,33 \frac{U_1^2}{2g} + 15,44 \frac{U_2^2}{2g}$$

$$7 \text{ m} = 4,33 \frac{U_1^2}{2g} + 15,44 \frac{U_2^2}{2g}$$

Por continuidad (ecuación 1-18): $U_1 A_1 = U_2 A_2$

$$U_1 = U_2 A_2 / A_1 = U_2 (D_2 / D_1)^2$$

$$U_1 = U_2 (15/30)^2 \quad U_1 = 0,25 U_2$$

Sustituyendo:

$$7 \text{ m} = 4,33 \frac{(0,25U_2)^2}{2g} + 15,44 \frac{U_2^2}{2g}$$

$$7 \text{ m} = 4,33 \frac{(0,25U_2)^2}{2(9,81 \text{ m/seg}^2)} + 15,44 \frac{U_2^2}{2(9,81 \text{ m/seg}^2)} = 0,801U_2^2$$

Despejando: $U_2 = 2,96 \text{ m/seg}$; por lo que: $U_1 = 0,74 \text{ m/seg}$

Ahora se verifica el valor de las velocidades con el Número de Reynolds y la rugosidad relativa en el diagrama de Moody, comparando los valores supuestos de los factores de fricción y los calculados:

$$R_{E_1} = \frac{U_1 d_1}{\nu} = \frac{(0,74)(0,3)}{1,007 \times 10^{-6}} = 2,2 \times 10^5 \quad \rightarrow \quad \varepsilon/d_1 = 0,00086$$

$$R_{E_2} = \frac{U_2 d_2}{\nu} = \frac{(2,96)(0,15)}{1,007 \times 10^{-6}} = 4,4 \times 10^5 \quad \rightarrow \quad \varepsilon/d_2 = 0,0017$$

Los valores de f_1 y f_2 obtenidos del diagrama son:

$$f_1 = 0,0220 \neq f_1 = 0,0185 \quad f_2 = 0,0225 \neq f_2 = 0,0205$$

Dado que no coinciden los valores de los factores de fricción supuestos con los valores obtenidos en el diagrama de Moody, se realiza un recalcuando utilizando estos últimos como nuevos supuestos, aplicando la ecuación de la energía:

$$f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{U_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{U_2^2}{2g} + 2,48 \frac{U_1^2}{2g} + 12,71 \frac{U_2^2}{2g} = 7 \text{ m}$$

$$7 \text{ m} = 0,0220 \frac{30}{0,3} \frac{U_1^2}{2g} + 0,0225 \frac{20}{0,15} \frac{U_2^2}{2g} + 2,48 \frac{U_1^2}{2g} + 12,74 \frac{U_2^2}{2g}$$

$$7 \text{ m} = 4,68 \frac{U_1^2}{2g} + 15,74 \frac{U_2^2}{2g}$$

$$7 \text{ m} = 4,68 \frac{(0,25U_2)^2}{2(9,81 \text{ m/seg}^2)} + 15,74 \frac{U_2^2}{2(9,81 \text{ m/seg}^2)} = 0,82U_2^2$$

$$U_2 = 2,92 \text{ m/seg}; \text{ por lo que: } U_1 = 0,73 \text{ m/seg.}$$

Verificando con Reynolds:

$$Re_{E_1} = \frac{U_1 d_1}{\nu} = \frac{(0,73)(0,3)}{1,007 \times 10^{-6}} = 2,2 \times 10^5 \quad \rightarrow \quad \epsilon/d_1 = 0,00086$$

$$Re_{E_2} = \frac{U_2 d_2}{\nu} = \frac{(2,92)(0,15)}{1,007 \times 10^{-6}} = 4,4 \times 10^5 \quad \rightarrow \quad \epsilon/d_2 = 0,0017$$

Del diagrama de Moody se hallan los valores de f_1 y f_2 y obtenemos:

$$f_1 = 0,0202 \approx 0,0220 \text{ (supuesto)} \quad f_2 = 0,0223 = 0,0225 \text{ (supuesto)}$$

Por lo tanto, los valores de las velocidades son correctos. Ahora se aplica la ecuación de continuidad para hallar el gasto: $Q = A_1 U_1$

$$Q = \frac{\pi}{4} (0,3 \text{ m})^2 (0,73 \text{ m/seg}) = 0,0516 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$Q = 0,0516 \text{ m}^3/\text{seg} \quad (516 \text{ litros/seg})$$

Para determinar las presiones solicitadas, se aplica la ecuación de la energía desde el depósito 1 hasta el punto A.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} + z_1 - h_{f_{1 \rightarrow A}} = \frac{P_A}{\gamma} + \frac{U_A^2}{2g} + z_A$$

$$h_{f_{1 \rightarrow A}} = f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{U_1^2}{2g} + \frac{U_1^2}{2g} (K_{ENT} + K_{VALV COMP} + 2K_{CODO})$$

$$h_{f_{1 \rightarrow A}} = 0,0202 \frac{30}{0,30} \frac{(0,73)^2}{2(9,81)} + \frac{(0,73)^2}{2(9,81)} [0,8 + 0,20 + 2(0,74)] = 0,122$$

Sustituyendo valores:

$$0 + 0 + 25 \text{ m} - 0,122 \text{ m} = \frac{P_A}{\gamma} + \frac{(0,73)^2}{2(9,81)} \text{ m} + 16 \text{ m}$$

$$8,851 \text{ m} = \frac{P_A}{\gamma}$$

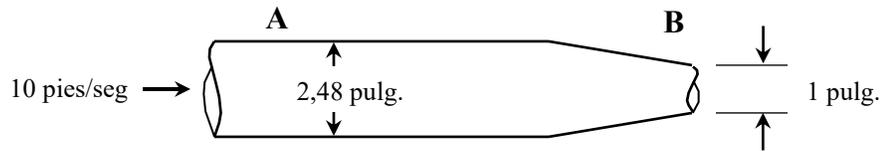
$$P_A = 86.826,35 \text{ N/m}^2$$

1.5.7. Problemas propuestos

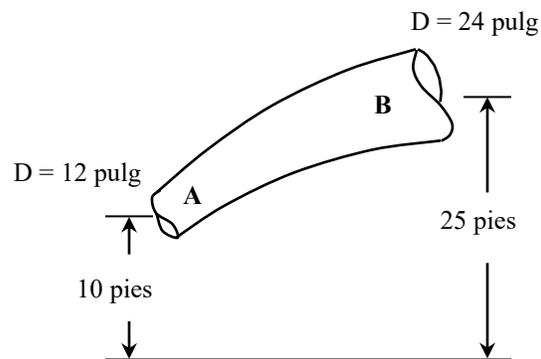
1.5.7.1. Un fluido incompresible fluye con una velocidad promedio de 40 pies/seg. en una tubería de acero de 8 pulg. catálogo 40 y otra de 6 pulg. catálogo 80. La velocidad promedio en la tubería de 4 pulg. es de 50 pies/seg. Calcular la velocidad promedio en la tubería de 6 pulg.

1.5.7.2. Un aceite de gravedad específica 0,9 fluye a través de una tubería de 0,3 pulg., a la velocidad de 50 gal/min. Si la viscosidad del aceite es 20 centipoises, determinar la clase de flujo presente.

- 1.5.7.3. Determine la velocidad, la presión y el flujo en lb/h en B, si la densidad del fluido es $1,94 \text{ slug/pies}^3$ y $P_A = 300 \text{ psig}$.

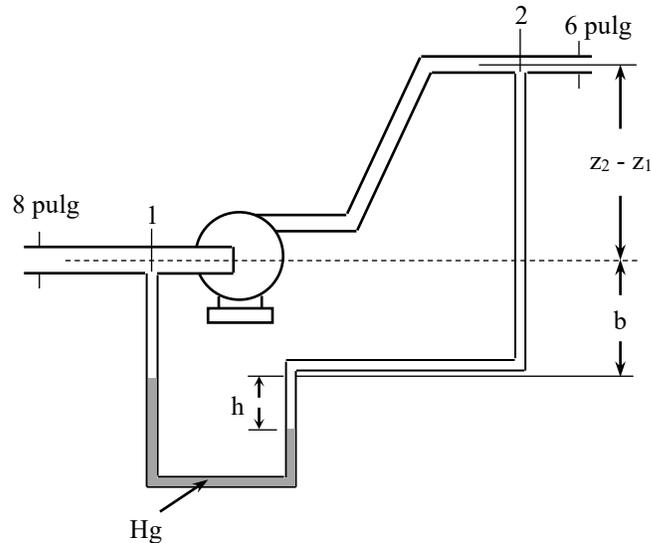


- 1.5.7.4. Hallar el cabezal de presión en B en la figura que se muestra, si fluye agua de A a B a $13,2 \text{ pies}^3/\text{seg}$. y el cabezal de presión en A es $22,1 \text{ pies}$. Supóngase que no existen pérdidas de energía en el sistema.



- 1.5.7.5. Se desea bombear agua a $68 \text{ }^\circ\text{F}$ desde un tanque de almacenamiento hasta los camiones de transporte a una velocidad de 500 gal/min . La línea de transferencia es de 4 pulg. de diámetro, catálogo 40, y el nivel en el tanque de almacenamiento se encuentra a 20 pies por debajo de la descarga. Determine el cabezal potencial que debe desarrollar la bomba. Despréciense las pérdidas de energía por fricción.
- 1.5.7.6. A través de una tubería horizontal de 150 mm de diámetro ($\epsilon/D = 0,0002$) fluye agua a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ con un gasto volumétrico de $0,1 \text{ m}^3/\text{seg}$. Utilizando la ecuación de Bernoulli, determinar la caída de presión ($P_2 - P_1$) que corresponde a 10 m de longitud del tubo. Se puede suponer que el flujo está completamente desarrollado (turbulento).

1.5.7.7. En el sistema que se muestra en la Figura, la bomba produce un caudal de agua de 100 litros/seg. Calcular la potencia que la bomba comunica al fluido. $h = 130$ cm.



1.5.8. Caída de presión en flujo

El flujo a través de una tubería está acompañado por una caída de presión que es equivalente al esfuerzo que se debe aplicar al fluido para que fluya. Este esfuerzo se puede considerar como una resistencia al flujo, debida a la fricción. Una expresión para la caída de presión como una función de las propiedades del fluido y de las dimensiones de la tubería, permitirá calcular la potencia requerida para inducir el flujo a través de una longitud dada. Para fluidos newtonianos, se tiene la ecuación de Pouseuille:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{32U\mu}{D^2} \quad (1-41)$$

En el sistema de unidades inglés se debe introducir el factor g_c en esta expresión.

Ejemplo 1.15

Un fluido de viscosidad igual a 2 centipoises y un peso específico de 1,01 se bombea a través de una tubería sanitaria de 1 pulg. de diámetro nominal, a la velocidad de 3 galones/min. En una longitud de 100 pies. Calcular la caída de presión: a) si la tubería es recta, y b) si la tubería tiene cinco codos de 90° y una válvula de globo.

La caída de presión se determina por la ecuación de Pouseuille:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{32U\mu}{D^2 g_c}$$

De la Tabla E.2 del Apéndice E, para tubería sanitaria de 1 pulg. el diámetro interno es igual a 0,902 pulg (0,075 pies). La velocidad de flujo es igual a:

$$U = \frac{Q}{A} = \frac{(3 \text{ gal/min})(3,785 \text{ litros/1 gal})(0,03532 \text{ pies}^3/\text{1 litro})(1 \text{ min}/60 \text{ seg})}{\frac{\pi}{4}(0,075 \text{ pies})^2}$$

$$U = 1,5 \text{ pies/seg}$$

a) reemplazando valores, se tiene que:

$$\Delta P = \frac{32(1,51 \text{ pies/seg})(1/100 \text{ poise})(242 \text{ lb}_m/\text{pies.h/poises})(1 \text{ h}/3600 \text{ seg})}{(0,075)^2 (32,174 \text{ lb}_r.\text{pies}/\text{lb}_m.\text{seg}^2)(1/100 \text{ pies})}$$

$$\Delta P = 35,9 \text{ lb}_r/\text{pies}^2 = 0,249 \text{ lb}_r/\text{pulg}^2$$

b) Dado que la tubería tiene accesorios, la longitud para el flujo es igual a:

$$L = L_{\text{TUBERÍA}} + \Sigma L_e.D$$

$$L_e(\text{Codo}) = 32 \quad (\text{Tabla 1-1})$$

$$L_e(\text{Válvula de Globo}) = 300 \quad (\text{Tabla 1-1})$$

$$L = 100 \text{ pies} + (5 \times 32 + 300)(0,075 \text{ pies}) = 134,5 \text{ pies}$$

La caída de presión es:

$$\Delta P = 0,249 \text{ lb}/\text{pulg}^2 \left(\frac{134,5 \text{ pies}}{100 \text{ pies}} \right) = 0,335 \text{ lb}/\text{pulg}^2$$

1.6. Introducción al comportamiento de los fluidos no newtonianos

Los fluidos no newtonianos son aquellos que no obedecen la ley de Newton, ecuación (1-5):

$$\tau = \mu(du/dy)$$

donde, μ (viscosidad) es una constante independiente de la velocidad cortante. En la Figura 1.2 se muestra una gráfica del esfuerzo cortante τ en función de la velocidad cortante dv/dy . La gráfica de un fluido newtoniano es una recta con pendiente igual μ .

Los fluidos no newtonianos pueden dividirse en dos categorías principales con base en su comportamiento de esfuerzo cortante/velocidad cortante: fluidos en los que el esfuerzo cortante es independiente del tiempo o duración de la acción cortante (independientes del tiempo) y aquellos en los que el esfuerzo cortante depende del tiempo o duración de la acción cortante (dependientes del tiempo).

Además de su comportamiento anormal en relación con el esfuerzo cortante, algunos fluidos no newtonianos también tienen características elásticas (como el caucho) que están en función del tiempo y como resultado de las cuales se les llama fluidos *viscoelásticos*. Estos fluidos exhiben esfuerzos normales perpendiculares a la dirección del flujo, además de los

esfuerzos tangenciales usuales. En este apartado del texto se hará una muy breve reseña de los fluidos independientes del tiempo, que incluyen a la mayoría de los no newtonianos.

1.6.1. Fluidos independientes del tiempo

1.6.1.1. Fluidos plásticos de Bingham

Los fluidos plásticos de Bingham son los más simples debido a que, tal como se muestra en la Figura 1.2, sólo difieren de los newtonianos en cuanto a que la relación lineal no pasa por el origen. Para iniciar el flujo se requiere un exceso de cierto valor del esfuerzo cortante τ_y (llamado límite de fluidez) en N/m^2 .

Entre los ejemplos de fluidos con un límite de fluidez están los lodos de perforación, las suspensiones de turba, la margarina, las mezclas de chocolate, las grasas, los jabones, las suspensiones de granos en agua, las pastas dentífricas, la pulpa de madera y los lodos de desecho.

El comportamiento de los fluidos plásticos de Binham se puede ajustar al siguiente modelo matemático:

$$\tau = m\left(-\frac{du}{dy}\right)^n + \tau_y \quad (1-42)$$

1.6.1.2. Fluidos pseudoplásticos

La mayoría de los fluidos no newtonianos pertenecen a esta categoría e incluyen las soluciones o fusiones de polímeros, las grasas, las suspensiones de almidón, la mayonesa, ciertos fluidos biológicos, las suspensiones de detergentes, los medios de dispersión de algunos productos farmacéuticos y las pinturas. En la Figura 1.2 se muestra la forma de la curva de flujo, que por lo general puede representarse mediante una ecuación exponencial (que a veces se llama *ecuación de Ostwald-de Waele*):

$$\tau = m\left(-\frac{du}{dy}\right)^n \quad (n < 1) \quad (1-43)$$

1.6.1.3. Fluidos dilatantes

Estos son mucho menos comunes que los pseudoplásticos y su comportamiento de flujo en la Figura 1.2 muestra un aumento de la viscosidad aparente al elevar la velocidad cortante. Casi siempre se puede aplicar la expresión exponencial de la ecuación (1-42), pero cuando $n > 1$,

$$\tau = m\left(-\frac{du}{dy}\right)^n \quad (n > 1) \quad (1-44)$$

Para un fluido newtoniano, $n = 1$. Algunas soluciones dilatantes son la harina de maíz y la azúcar en solución, arena de playa húmeda, almidón en agua, silicato de potasio en agua y varias soluciones que contengan concentraciones elevadas de polvos en agua.

En las ecuaciones anteriores, m y n son los parámetros reológicos; m es el coeficiente de consistencia y n el índice de comportamiento de flujo.

1.6.2. Fluidos dependientes del tiempo

1.6.2.1. Fluidos tixotrópicos

Estos fluidos exhiben una disminución reversible del esfuerzo cortante con el tiempo cuando la velocidad cortante es constante. Este esfuerzo cortante tiende a un valor límite que depende de la velocidad cortante. Entre los principales ejemplos pueden incluirse algunas soluciones de polímeros, la manteca, algunos materiales alimenticios y las pinturas. La teoría de los fluidos dependientes del tiempo todavía es un poco confusa.

1.6.2.2. Fluidos reopéticos

Son muy raros y exhiben un aumento reversible del esfuerzo cortante con el tiempo cuando la velocidad cortante es constante. Algunos ejemplos son las suspensiones de arcilla bentonítica, algunos soles y las suspensiones de yeso. En algunos procedimientos de diseño para fluidos tixotrópicos y reopécticos, cuando se trata de flujo estable en tuberías, se usan los valores límite de las propiedades de flujo a velocidad cortante invariable.

1.6.2.3. Fluidos viscoelásticos

Los fluidos de esta naturaleza exhiben una recuperación elástica de las deformaciones que se presentan durante el flujo; es decir, muestran propiedades tanto viscosas como elásticas. Parte de la deformación se recupera al eliminar el esfuerzo. Entre los principales ejemplos están las masas de harina, el napalm (gelatina de petróleo), ciertos polímeros fundidos y los betunes.

1.7. Medida de los parámetros reológicos

Los parámetros reológicos que caracterizan el comportamiento de flujo de un fluido no newtoniano, se pueden determinar mediante instrumentos que se agrupan en dos clases: reómetros o viscosímetros de tubo y reómetros rotacionales.

La relación entre el esfuerzo de corte y la presión que se requiere para hacer circular el fluido a través del tubo se obtiene a partir de un balance de fuerzas en la sección transversal que conduce a la expresión:

$$Q = \pi \left(\frac{\Delta P}{2mL} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{n}{3n+1} \right) R^{\frac{3n+1}{n}} \quad (1-45)$$

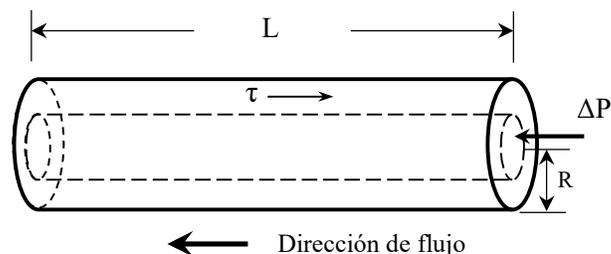


Fig. 1.8. Esquema de un reómetro de tubo.

y si se aplica logaritmo y se ordenan términos, se tiene:

$$\log \frac{\Delta P}{2L} = [\log m - n \log \tau - \log \left(\frac{n}{3n+1} \right) - (3n+1) \log R] + n \log Q \quad (1-46)$$

Los parámetros reológicos m y n se determinan experimentalmente, de la siguiente manera: se grafica el logaritmo de la velocidad volumétrica contra el logaritmo de $\Delta P/2L$, y se halla la pendiente de la línea recta que será igual n . El parámetro m se encuentra aplicando la ecuación (1-45) para un valor cualquiera de Q y el correspondiente valor $\Delta P/2L$.

El reómetro de tubo también se puede usar para determinar la viscosidad de un fluido newtoniano; para ello se aplica la ecuación de Pouseuille en función del caudal:

$$Q = \frac{\pi R^4 \Delta P}{8 \mu L} \quad (1-47)$$

después de medir la presión requerida para lograr una cierta velocidad de flujo volumétrico.

1.7.1. Reómetros rotacionales

En ellos se somete al fluido a velocidades de corte aproximadamente constantes mientras se mide el esfuerzo cortante. Físicamente esto se obtiene al medir el torque requerido para hacer girar a un determinado número de revoluciones, un cilindro sumergido en el fluido. Existen dos tipos de reómetro rotacional: de abertura ancha o de un cilindro, y de abertura estrecha o de dos cilindros.

1.7.1.1. Reómetro rotacional de abertura ancha

Este reómetro consiste de un cilindro metálico que rota a una determinada velocidad en el seno de un líquido, mediante la aplicación de un torque al eje que lo sostiene. Este viscosímetro se conoce como de Brookfield

La ecuación que relaciona los parámetros reológicos del fluido, las constantes físicas del cilindro y el torque es:

$$2\pi N = \frac{n}{2} \left(\frac{T}{2\pi Lm} \right)^{\frac{1}{n}} R^{-\frac{2}{n}} \quad (1-48)$$

Donde

N = velocidad de rotación (RPS)

n = índice de comportamiento de flujo

m = coeficiente de consistencia

T = torque ejercido sobre el cilindro

L = longitud del cilindro en contacto con el fluido

R = radio del cilindro

Los parámetros reológicos m y n se determinan de la siguiente manera: 1) se aplican torques para que el cilindro rote a diferentes revoluciones por segundo, 2) se grafica $\sqrt{T/L}$ en las ordenadas y \sqrt{N} en las abscisas, 3) se halla el intercepto con las ordenadas para $\sqrt{N} = 0$ con lo cual se obtiene $(\sqrt{T/L})_0$, 4) se calcula el valor de $C = (T/L)/2\pi R^2$, 5) se grafica $\log N$ en las ordenadas y el valor $\log[T/(2\pi LCR^2) - 1]$ en las abscisas, para hallar la pendiente de recta que será igual a $1/n$, y 6) para un valor de N y T se aplica la ecuación (1-47) para determinar m.

1.7.1.2. Reómetro rotacional de abertura estrecha.

Consiste de dos cilindros concéntricos con el fluido en el espacio anular. El cilindro externo o recipiente en el cual está el fluido es estacionario, y el cilindro interno gira por la

acción de un torque ejercido sobre él. El esfuerzo cortante sobre las paredes del cilindro interno es:

$$\tau = \frac{T}{2\pi LR^2} \quad (1-49)$$

La tasa de corte es:

$$\frac{dv}{dR} = \frac{2\pi RN}{\zeta} \quad (1-50)$$

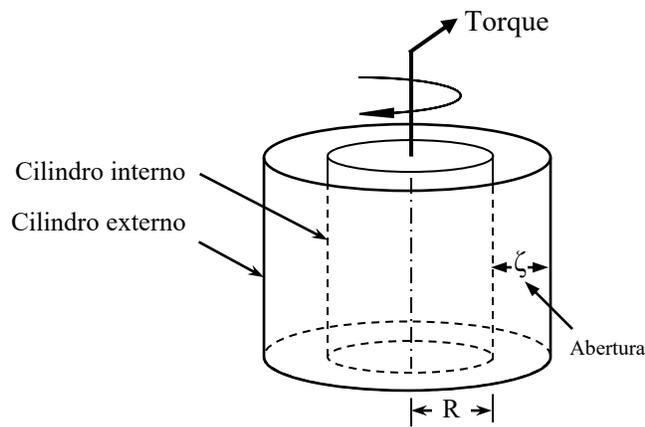


Fig. 1.9. Reómetro rotacional.

Por lo tanto, para determinar los parámetros reológicos del fluido se efectúan los siguientes pasos: 1) se aplican torques para que el cilindro interno rote a diferentes RPS, 2) se calculan los correspondientes valores de τ y dV/dR , 3) se grafica $\log(\tau)$ en las ordenadas y $\log(dV/dR)$ para hallar la pendiente de la recta que es igual a n , de acuerdo con la ecuación general de la Ley de Potencia: $\log(\tau) = n\log(dV/dR) + \log(m)$, y 4) se halla el intercepto con las ordenadas para $\log(dV/dR) = 0$. Este valor corresponde a $\log(m)$.

1.8. Balance de energía mecánica

Para fluidos no newtonianos, el balance de energía mecánica en el flujo desde un punto a otro conduce a una ecuación semejante a la de fluidos newtonianos:

$$\frac{P_A}{\rho} + \frac{U_A^2}{\beta_A} + g z_A + \eta W - h_f = \frac{P_B}{\rho} + \frac{U_B^2}{\beta_B} + g z_B \quad (1-51)$$

donde β es una constante que depende del tipo de flujo; si es turbulento $\beta = 2$ y si es laminar tendrá un valor correspondiente a:

$$\beta = \frac{(4n + 2)(5n + 3)}{3(3n + 1)^2} \quad (1-52)$$

1.8.1. Pérdidas por fricción

Las pérdidas por fricción se deben a los mismos fenómenos ya tratados, pero en su cálculo están presentes los parámetros reológicos.

Pérdidas por fricción en superficie se pueden calcular con la ecuación usada para los fluidos newtonianos, con una diferencia referente al factor de fricción.

En los fluidos no newtonianos se utiliza el Número generalizado de Reynolds para determinar el tipo de flujo:

$$NG_{RE} = \frac{\rho V^{(2-n)} D^n}{2^{(n-3)} m \left(\frac{3n+1}{n} \right)^n} \quad (1-53)$$

Si el NG_{RE} es menor de 2100, el flujo es laminar y si es mayor el flujo es turbulento.

El factor de fricción se puede determinar utilizando el diagrama Dodge y Metzner, en el cual se relaciona f , NG_{RE} y n , cuando el flujo es a través de tuberías lisas.

Si el flujo ocurre en tuberías rugosas, f se puede determinar mediante el Diagrama de Moody (Apéndice K), si la influencia de la superficie en las características de flujo es más importante que el hecho de ser un fluido no newtoniano; en caso contrario, se usa el diagrama de Dodge y Metzner (Apéndice L).

Las pérdidas de energía por expansión de la tubería se pueden determinar por la ecuación:

$$h_{fe} = \frac{U_A^2}{\beta} \left(1 - \frac{S_A}{S_B} \right)^2 \quad (1-54)$$

Las pérdidas de energía por reducción de la tubería se determinan por la ecuación:

$$h_{fc} = K_C \frac{U^2}{\beta} \quad (1-55)$$

donde

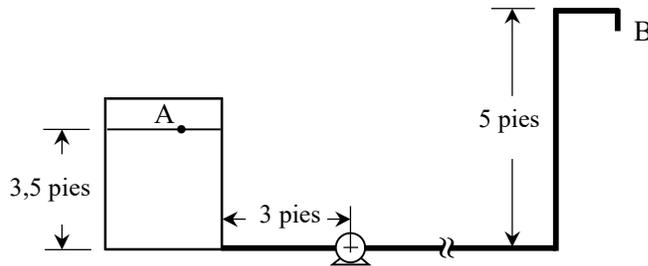
$$K_C = \left(1,25 - \frac{D_B^2}{D_A^2} \right) \quad \text{para} \quad \frac{D_B^2}{D_{A2}} < 0,715 \quad (1-56)$$

$$K_C = 0,75 \left(1 - \frac{D_B^2}{D_A^2} \right) \quad \text{para} \quad \frac{D_B^2}{D_{A2}} > 0,715 \quad (1-57)$$

Las pérdidas de energía por válvulas y/o accesorios se pueden calcular por el uso de las longitudes equivalentes y de la ecuación para las pérdidas por fricción en superficie. También se puede utilizar la ecuación (1-38) pero los K_f se deben determinar experimentalmente.

Ejemplo 1.16

Una bomba extrae salsa de tomate del fondo de un desaireador, donde el nivel de líquido está a 3,5 pies y en el cual existe un vacío de 6 psig. La tubería de succión es de acero inoxidable de 2,5 pulg. de diámetro con una longitud de 3,0 pies. La salsa de tomate tiene una densidad de 65,3 lb/pies³, un coeficiente de consistencia de 10,5 Pa.segⁿ y un índice de comportamiento de flujo de 0,45 segⁿ. Si la velocidad de flujo es de 40 l/min, ¿Cuál debe ser a) la presión a la entrada de la bomba para inducir el flujo, y b) la capacidad de la bomba con eficiencia del 80% para llevar la salsa a través de una tubería de 30 pies, con 3 codos de 90°, hasta una altura de 5 pies.



Solución:

- a) Tomando como puntos de análisis la superficie del líquido en el desaireador y la entrada a la bomba, mediante un balance de energía (Ecuación 1-51) se tiene que:

$$\frac{P_A}{\rho} + \frac{g}{g_C} z_A = \frac{P_B}{\rho} + \frac{U_B^2}{\beta_B g_C} + h_f \quad (1)$$

donde $P_A = 14,7 - 6 = 8,7$ psia = 1252,8 lb_f/pies²-abs, $z_A = 3,5$ pies y

$$U_B = \frac{Q}{S_B} = \frac{(40 \text{ l/min})(\text{pies}^3/28,321)(\text{min}/60\text{seg})}{(\pi/4)(0,1975 \text{ pies})^2} = 0,77 \text{ pies/seg}$$

Tanto β como h_f dependen del tipo de flujo, así que primero debe hallarse el valor del N_{GRE} . Como m está en otro sistema diferente al inglés, es necesario hacer la conversión y así $m = 0,22 \text{ lb}_f/\text{pies}^2 \cdot \text{seg}^n$.

Remplazando valores en la ecuación (1-53), se tiene que su valor es de 265, lo cual indica que el flujo es laminar.

Para flujo laminar

$$f = 16/N_{GRE} = 16/265 = 0,060$$

y aplicando la ecuación (1-52):

$$\beta_B = \frac{(4n+2)(5n+3)}{3(3n+1)^2} = \frac{[4(0,45)+2][5(0,45)+3]}{3[3(0,45)+1]^2} = 1,2$$

Las pérdidas de energía se deben únicamente a la fricción en superficie, luego:

$$h_f = \frac{2(0,060)(3 \text{ pies})(0,77 \text{ pies/seg})^2}{(0,1975 \text{ pies})(32,174 \text{ lb}_m \cdot \text{pie}/\text{lb}_f \cdot \text{seg}^2)} = 0,034 \text{ lb}_f \cdot \text{pie}/\text{lb}_m$$

Reemplazando valores en la ecuación (1), se tiene:

$$\frac{1252,8}{65,3} + \frac{(3,5)(32174)}{32,174} = \frac{P_B}{65,3} + \frac{(0,77)^2}{1,2(32,174)} + 0,034$$

$$P_B = 1410 \text{ lb}_m/\text{pies}^2 = 9,8 \text{ lb}_f/\text{pulg}^2 - \text{abs}$$

- b) Aplicando un balance de energía entre el punto situado en la superficie del líquido en el desaierador y otro en la salida de la tubería, se tiene:

$Z_A = 3,5$ pies; $U_A = 0$; $P_A = 1252,8$ lb_f/pies²; $P_B = 2226,8$ lb_f/pies²; $Z_B = 5$ pies; $U_B = 0,77$ pies/seg.

Las pérdidas por fricción son:

$$h_f = h_{fs} + h_{fa} = \frac{2f(L + L_a)U^2}{Dg_C}$$

$$L_a = 3(32)(0,1975 \text{ pies}) = 18,96 \text{ pies}$$

Luego

$$h_f = \frac{2(0,060)(33 + 18,96)(0,77)^2}{(0,1975)(32,174)} = 0,57 \text{ lb}_f \cdot \text{pie}/\text{lb}_m$$

Reemplazando valores en la ecuación de balance de energía, y despejando el W de la bomba, el valor correspondiente es 2629 lb_f·pie/lb_m, y por lo tanto:

$$P = \dot{m}W = (0,77)(65,3) \frac{\pi (0,1975)^2}{4} \frac{2629}{550} = 7,4 \text{ HP}$$

1.8.2. Problemas propuestos

1.8.2.1. Un líquido no newtoniano de densidad 961 kg/m³ fluye con una velocidad media de 1,523 m/seg por una tubería de 3,048 m de largo y 0,0762 m de diámetro. Si el coeficiente de consistencia es de 1,48 kg/m·seg²·s^{0,3}, calcule la viscosidad aparente, el número de Reynolds y la caída de presión en N/m².

1.8.2.2. Los siguientes datos se obtuvieron utilizando un viscosímetro de tubo para un fluido no newtoniano a 70 °F. Para ello se emplearon tres tamaños de tubo. Determine la curva de flujo para este fluido de densidad 70 lb/pies³.

D_i (pulg)	L (pulg)	Flujo (lb/h)	P (psi)
0,05	5	0,894	445
0,05	5	0,129	167
0,10	10	3,435	333
0,10	10	0,642	125
0,15	10	8,210	185
0,15	10	1,160	56

1.8.2.3. Encontrar la curva reológica para jugo de naranja a 32 °F, de acuerdo con los siguientes datos obtenidos en un reómetro rotacional de un cilindro de radio 0,95 cm y de longitud 5 cm.

Velocidad angular (RPS)	Torque/longitud (dinas)
0,1	105,0
0,2	157,5
0,5	268,0
1,0	381,0

1.8.2.4. Cierta fluido tiene una densidad de 50 lb/pies³ y presentó los siguientes datos al pasar por una tubería horizontal de acero inoxidable, de 10 pies de longitud y 0,255 pulg de diámetro interno.

Velocidad de flujo (pie³/seg)	Caída de presión (psi)
0,000227	2,26
0,000935	7,15
0,002506	16,37
0,006550	33,5
0,020470	76,79

Determinar la curva de flujo de este fluido.

1.8.2.5. Un viscosímetro de tubo con un capilar de 0,5 cm de diámetro y 50,8 cm de longitud, se utilizó para evaluar las propiedades reológicas de un puré de rábanos, obteniéndose los siguientes datos a 70 °F. Determinar la curva de flujo.

P (psi)	Qx10⁶ (pies³/seg)
10	1,58
12	1,95
15	2,69
20	3,39
23	4,23
28	5,61

1.8.2.6. Un viscosímetro de dos cilindros se utilizó para medir las propiedades de flujo de una sopa concentrada de garbanzos, obteniéndose los siguientes datos a 75 °F.

RPS	Torquex10⁶ (lbr.pie)
0,05	2,96
0,08	4,38
0,10	5,26
0,30	13,14
0,50	20,14

Obtenga la curva de flujo, si los parámetros del cilindro interno y externo son: $R_i = 1$ cm, $R_o = 1,15$ cm y $h = 4,75$ cm.

1.9. Cantidad de movimiento

El teorema del impulso o de cantidad de movimiento junto con la ecuación de continuidad y el teorema de Bernoulli son las tres ecuaciones básicas en la resolución de problemas de mecánica de fluidos.

Sea una partícula de fluido de masa m sometida a una fuerza F durante t_2-t_1 , según la Segunda Ecuación de Newton.

$$F = m \frac{d\vec{u}}{dt} \quad (1-58)$$

$$\int \vec{F} dt = \int m du \quad (1-59)$$

$$\int_{t_2}^{t_1} F dt = \int_{v_2}^{v_1} m du \quad (1-60)$$

$$\int_{t_2}^{t_1} F dt = m(U_2 - U_1) \quad (1-61)$$

donde $\int_{t_2}^{t_1} F dt$ Impulso de la fuerza F que en general variará con el tiempo en el intervalo t_2-t_1 .

1.9.1. Deducción del teorema de la cantidad de movimiento

Sea un tubo de corriente de la Figura 1.8. Si se considera aislada la porción de fluido comprendida entre las secciones 1 y 2, se tiene:

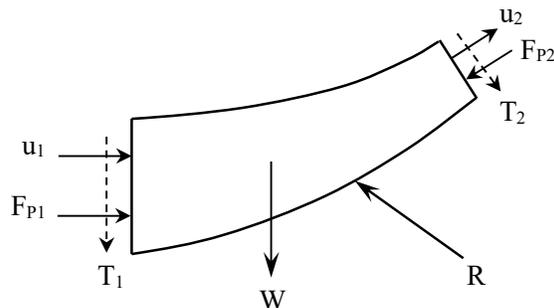


Fig. 1.10. Deducción del teorema del impulso: Se aísla el segmento de tubo de corriente incluido entre las secciones 1 y 2 y se aplica la 2da. Ley de Newton, integrando inicialmente a lo largo del filamento de corriente y luego todos los filamentos de corriente comprendidos en el tubo.

donde:

F_{P1} y F_{P2} : Fuerzas normales de presión, ejercidas por el fluido eliminado a la izquierda y a la derecha de las secciones 1 y 2, respectivamente.

T_1 y T_2 : Fuerzas tangenciales en las mismas secciones indicadas, debidas a la viscosidad. En general, son despreciables.

R : Resultante de todas las fuerzas normales y tangenciales ejercidas por las paredes laterales del tubo.

W : Fuerza de gravedad debida a la fuerza de atracción de la tierra sobre el fluido.

De la ecuación: $F = m \frac{d\bar{u}}{dt}$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = m \frac{d\bar{u}_x}{dt} \\ F_y = m \frac{d\bar{u}_y}{dt} \\ F_z = m \frac{d\bar{u}_z}{dt} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (1-62) \\ (1-63) \\ (1-64) \end{array}$$

Para una partícula:

$$dF_x = m \frac{d\bar{u}_x}{dt} = \rho dQ dt \frac{d\bar{u}_x}{dt} = \rho dQ du_x \quad (1-65)$$

Siendo $m = \rho dQ dt$

$$dF_x = \rho dQ du_x \quad (1-66)$$

donde:

dF_X es la resultante, según el eje, de todas las fuerzas que actúan sobre la partícula; m es la masa de la partícula que en realidad es infinitesimal, puesto que $m = \rho d\tau$ ($d\tau = \text{volumen}$). Por definición $dQ = d\tau/dt$.

Integrando la ecuación $dF_X = \rho dQ du_x$, se tiene:

$$\int_1^2 dF_X = \rho dQ \int_1^2 du_x = \rho dQ(u_{x2} - u_{x1}) \quad (1-67)$$

$$F_X = \rho \int (u_{x2} dQ - u_{x1} dQ) \quad (1-68)$$

Particularizando:

$$F_X = \rho Q(U_{x2} - U_{x1}) \quad (1-69)$$

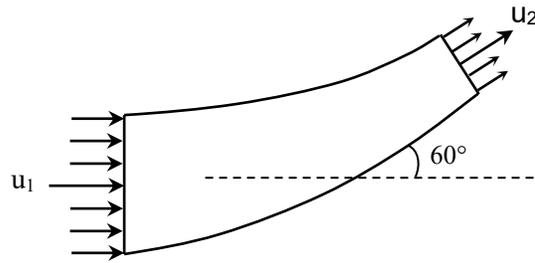
$$F_Y = \rho Q(U_{y2} - U_{y1}) \quad (1-70)$$

$$F_Z = \rho Q(U_{z2} - U_{z1}) \quad (1-71)$$

Ejemplo 1.17

Un codo reductor de 60° está colocado horizontalmente. Sus características y otros datos de funcionamiento son los siguientes: Entrada: Diámetro $D_1 = 0,6$ m, velocidad $U_1 = 5$ m/seg. Presión $P_1 = 1,5$ bar. Salida: Diámetro $D_2 = 0,5$ m. Determinar los componentes de la fuerza que el fluido (agua) que circula por la tubería ejerce sobre el codo.

Solución:



Dado que ρ es constante, se tiene que:

$$\vec{F} = \rho Q(U_2 - U_1)$$

Expresada sobre los ejes de coordenadas esta fórmula se escribe:

$$F_x = \rho Q(U_{x2} - U_{x1})$$

$$F_y = \rho Q(U_{y2} - U_{y1})$$

Para aplicar estas dos expresiones, se hacen los siguientes cálculos previos:

a) Determinación de U_2 : De la ecuación de continuidad se tiene:

$$Q = U_1 A_1 = 5(\pi/4)(0,6)^2 = 5 \times 0,283 = 1,414 \text{ m}^3/\text{seg}.$$

De donde:
$$U_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{1,414 \text{ m}^3/\text{seg}}{\frac{\pi}{4}(0,5)^2} = 7,20 \text{ m/seg}$$

b) Determinación de P_2 : Del teorema de Bernoulli, suponiendo $h_{sf} = 0$.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g}$$

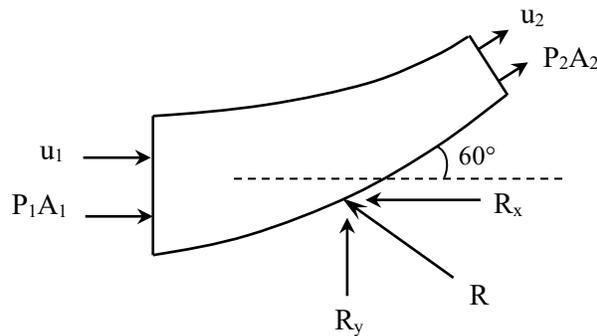
es decir:

$$\frac{1,5 \times 10^5}{9810} + \frac{5^2}{2 \times 9,81} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{(7,20)^2}{2 \times 9,81} \quad \Rightarrow$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = 15,29 + 1,274 - 2,642 = 13,922 \text{ m}$$

$$P_2 = 13,922 \text{ m} \times 9810 \text{ N/m}^3 = 136.575 \text{ N/m}^2$$

Realizando un diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre el fluido contenido en el codo y considerando W despreciable, se tiene:



$$P_1 A_1 - P_2 A_2 \cos 60^\circ - R_x = \rho Q (U_2 \cos 60^\circ - U_1)$$

$$- P_2 A_2 \sin 60^\circ + R_y = \rho Q (U_2 \sin 60^\circ - 0)$$

Remplazando valores:

$$R_x = 1,5 \times 10^5 (0,283) - 1,35 \times 10^5 (0,196)(0,5) - 1000(1,42)(7,25 \times 0,5 - 5)$$

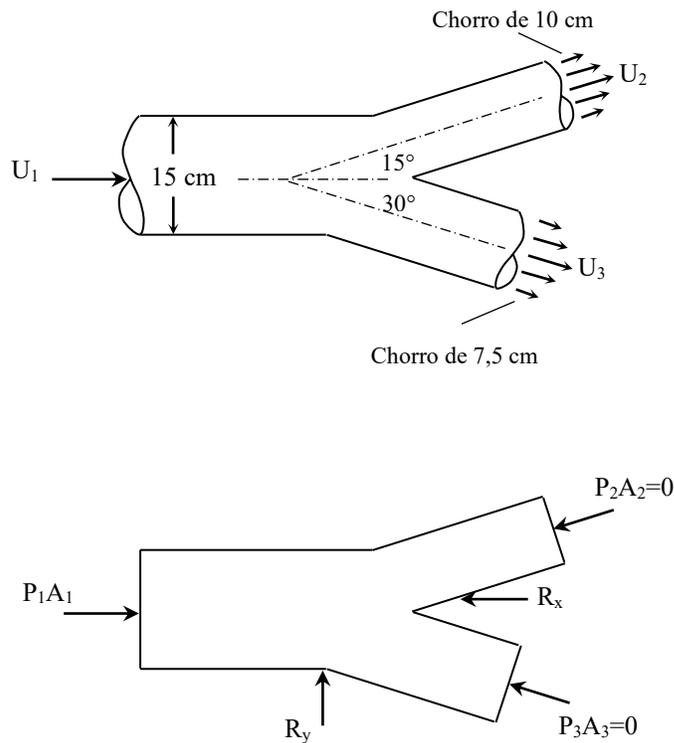
$$R_x = 42450 - 13230 + 1952,5 = \underline{\underline{31173 \text{ N}}}$$

$$R_y = 1,35 \times 10^5 (0,196)(0,866) + 1000(1,42)(7,25 \times 0,866 - 0)$$

$$R_y = 22914,4 + 8915,5 = \underline{31830 \text{ N}}$$

Ejemplo 1.18

Determinar la magnitud y la dirección de la fuerza resultante ejercida sobre la tobera doble por el agua que fluye a través de ella como se muestra en la Figura. Los chorros de ambas toberas tienen una velocidad de 12 m/seg. El eje del tubo y de ambas toberas están en un plano horizontal. $\gamma = 9810 \text{ N/m}^2$.



Solución:

Continuidad: $A_1U_1 = A_2U_2 + A_3U_3$

$$15^2U_1 = 10^2(12) + 7,5^2(12), \quad U_1 = 8,33 \text{ m/seg.}$$

$$Q_1 = (\pi/4)(0,15)^2 8,33 = 0,1473 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$Q_2 = (\pi/4)(0,1)^2(12) = 0,0942 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$Q_3 = (\pi/4)(0,075)^2(12) = 0,0530 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Los chorros 2 y 3 son “libres”, es decir, salen a la atmósfera, por lo que $P_2 = P_3 = 0$.

Ecuación de la energía: $\frac{P_1}{\gamma} + \frac{(8,33)^2}{2 \times 9,81} = 0 + \frac{(12)^2}{2 \times 9,8}$

$$\frac{P_1}{\gamma} = 3,80 \text{ m} \quad P_1 = 3,80 \text{ m} (9810 \text{ N/m}^3) = \underline{37278 \text{ N/m}^2}$$

$$P_1 A_1 = (37278 \text{ m}^2)(\pi/4)(0,15 \text{ m})^2 = 658,76 \text{ N}$$

Las ecuaciones de cantidad de movimiento son:

$$P_1 A_1 - R_x = (\rho Q_2 U_2 \cos 15^\circ + \rho Q_3 U_3 \cos 30^\circ) - \rho Q_1 U_1$$

$$R_y = (\rho Q_2 U_2 \sin 15^\circ - \rho Q_3 U_3 \sin 30^\circ) - 0$$

$$R_x = 658,76 - [(1000)(0,0942)(12 \cos 15^\circ) + (1000)(0,0530)(12 \cos 30^\circ)] + (1000)(0,1473)(8,33)$$

$$R_x = 658,76 - (1.091,88 + 550,79) + 1.227 = \underline{243,1 \text{ N}}$$

$$R_y = [(1000)(0,0942)(12 \times \text{sen} 15^\circ) - (1000)(0,0530)(12 \times \text{sen} 30^\circ)] - 0$$

$$R_y = 292,57 - 318,0 = \underline{-25,43 \text{ N}}$$

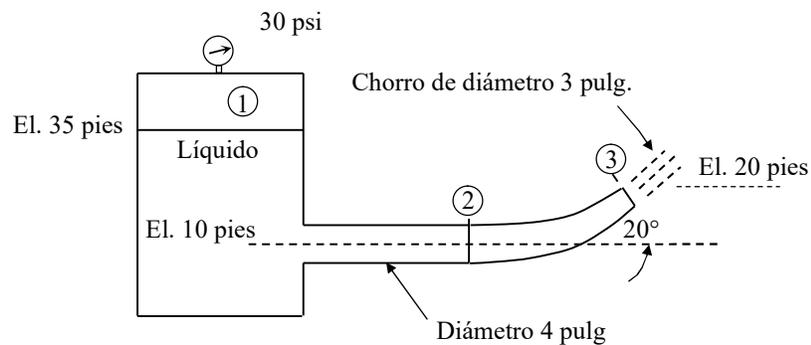
$$R = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2}$$

$$R = \sqrt{(243,1)^2 + (-25,43)^2} = 244,43 \text{ N}$$

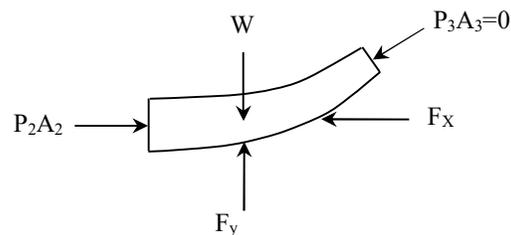
$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{R_y}{R_x}\right) \Rightarrow \theta = \tan^{-1}\left(\frac{25,43}{243,1}\right) = \tan^{-1}(0,105) = 6^\circ$$

Ejemplo 1.19

La Figura muestra una sección de tubería curva de 40 pies de largo que está conectada a una sección recta de tubería según se indica. Determine la fuerza resultante sobre la tubería curva y halle la componente horizontal de la reacción del chorro. Supóngase un líquido ideal con $\gamma = 55 \text{ lb/pies}^3$.



Solución:



Aplicando la ecuación de la energía entre los puntos 1 y 3, se obtiene:

$$\frac{30(144)}{55} + 35 + 0 = 0 + 20 + \frac{U_3^2}{2(32,2)}$$

De lo que se deduce que la velocidad del chorro es $U_3 = 77,6 \text{ pies}^3/\text{seg}$.

$$A_3 = \frac{\pi D_3^2}{4} = \frac{\pi (3 \text{ pulg})^2 (1 \text{ pie}^2/144 \text{ pulg}^2)}{4} = 0,049 \text{ pies}$$

$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi (4 \text{ pulg})^2 (1 \text{ pie}^2/144 \text{ pulg}^2)}{4} = 0,0873 \text{ pies}$$

$$Q = A_3 U_3 = (0,049 \text{ pies})(77,6 \text{ pies/seg}) = 3,81 \text{ pies/seg.}$$

$$U_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{3,81 \text{ pie}^3/\text{seg}}{0,0873 \text{ pie}^2} = 43,6 \text{ pies/seg.}$$

Aplicando la ecuación de la energía entre los puntos 2 y 3 se obtiene:

$$\frac{P_2(144)}{55} + 10 + \frac{(43,6)^2}{2(32,2)} = 0 + 20 + \frac{(77,6)^2}{2(32,2)}$$

$$P_2 = 28,3 \text{ psi } (4075,2 \text{ lb}_f/\text{pies}^2)$$

Aplicando la ecuación de cantidad de movimiento (1-68) para el eje de abscisas:

$$\Sigma F_X = P_2 A_2 - P_3 A_3 \cos 20^\circ - F_X = \rho Q (U_3 \cos 20^\circ - U_2)$$

Como la sección 3 es un chorro en contacto con la atmósfera, $P_3 = 0$. La densidad del líquido $\rho = 55 \text{ lbm/pies}^3$. Por lo tanto:

$$\frac{\pi \left(\frac{4}{12}\right)^2}{4} (4075,2) - 0 - F_x = (55) \left(\frac{1}{32,2}\right) (3,81) (77,6 \times \cos 20^\circ - 43,6)$$

$$356 - F_x = 191 \quad \Rightarrow \quad F_x = + 165 \text{ lb}_f \leftarrow$$

El signo más indica que el sentido que se propuso era correcto. En la dirección y (ordenadas) la fuerza P_2A_2 no tiene componente. Estimando el peso de líquido W como 150 lb,

$$\Sigma F_Y = - P_3A_3 \text{sen}20^\circ - F_y - W = \rho Q(U_3 \text{sen}20^\circ - 0)$$

$$0 - 0 + F_y - 150 = (55) \left(\frac{1}{32,2}\right) (3,81) (77,6 \text{ sen}20^\circ - 0)$$

$$F_y = 173 + 150 = + 323 \text{ lb}_f \uparrow$$

La fuerza resultante (R) del líquido sobre la tubería curva es:

$$R = \sqrt{(165)^2 + (323)^2} = 363 \text{ lb}_f$$

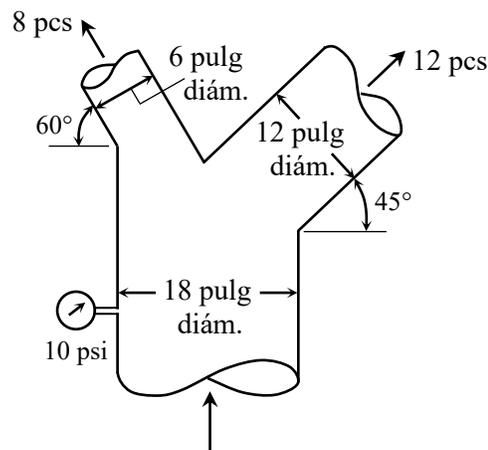
R está dirigida hacia abajo y hacia la derecha a un ángulo de $62,9^\circ$ con respecto a la horizontal.

1.9.2. Problemas propuestos

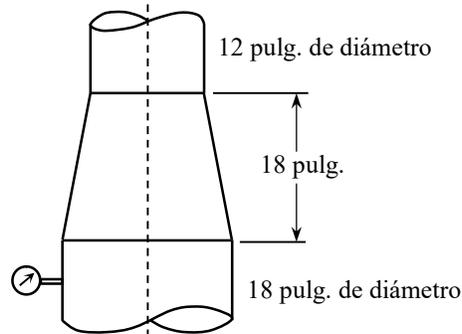
1.9.2.1. Una tobera divergente que descarga un chorro de agua de 8 pulg de diámetro al aire se encuentra en el extremo derecho de un tubo de 6 pulg. de diámetro. Si la velocidad en

el tubo es 12 pies/seg. halle la magnitud y la dirección de la fuerza axial resultante ejercida sobre la tobera. Desprecie la fricción fluida.

- 1.9.2.2. Por un codo de 90° que tiene un diámetro uniforme de 10 pulg. fluye agua con una presión manométrica de 60 psi a una velocidad de 12 pies/seg. El codo se encuentra dentro de un plano horizontal y el agua entra desde el oeste y sale hacia el norte. Suponiendo que no se produce una caída de presión, ¿cuál es la magnitud y la dirección de la fuerza resultante que actúa sobre el codo?
- 1.9.2.3. Examine la Figura del ejercicio 1.9.1.2. Los chorros de ambas toberas salen a la atmósfera a una velocidad de 35 pies/seg. El líquido tiene un peso específico de $62,4 \text{ lb/pies}^3$. Los ejes del tubo y de ambas toberas se encuentran dentro de un plano horizontal. Si los diámetros de los chorros son 4 y 6 pulg. y los ángulos entre cada chorro y el centro del tubo son 25° y 20° respectivamente, halle la magnitud y la dirección de la fuerza resultante sobre esta tobera doble. Desprecie la fricción.
- 1.9.2.4. Determinar las componentes en las direcciones x y y de la fuerza necesaria para mantener en su lugar la bifurcación mostrada en la figura. La bifurcación se encuentra en un plano horizontal.



1.9.2.5. La succión reductora vertical mostrada en la figura contiene aceite de gravedad específica 0,86 que fluye hacia arriba con un gasto de $0,5 \text{ m}^3/\text{seg}$. La presión en la sección transversal de mayor diámetro es de $1,5 \text{ kgf}/\text{cm}^2$. despreciando las pérdidas pero incluyendo la acción de gravedad, calcular la fuerza que actúa sobre la reducción.



BIBLIOGRAFÍA

- Ahmed, N. (1987). *Mecánica de Fluidos*. Engineering Press, Inc. San José CA, 1987.
- Bolinaga, J. J. (2007). *Mecánica Elemental de los Fluidos*. Fundación Polar-UCAB. Venezuela.
- Fox, R. W. y McDonald, A. T. (1998). *Introducción a la mecánica de fluidos*. McGraw-Hill.
- Franzini, J. B. y Finnemore, E. J. (1999). *Mecánica de fluidos con aplicaciones en ingeniería*. 9ª Ed. Madrid. McGraw Hill.
- Geankoplis, C. J. (2003). *Procesos de Transporte y Principios de Procesos de Separación*. 4th Edition. Prentice Hall Professional Technical Reference. Upper Saddle River. New Jersey.
- Giles, R. V. (1996). *Mecánica de Fluidos e Hidráulica. Teoría y Problemas*. 3ra. Ed. Serie de Compendios Schaum, McGraw Hill de México, México.

Ingindstg (2006). Operaciones unitarias de la industria alimentaria. 1er Portal Dominicano con apuntes de Ingeniería. Consultado en diciembre 2010. disponible en:

http://ingindstg.com/website/index.php?option=com_content&task=view&id=110&Itemid=55

Munson, B. R.; Young, D. F. y Okiishi, T. H. (2000). Fundamentos de Mecánica de Fluidos. 1ra. Ed. Limusa. México.

Sotelo A., G. (1989). Hidráulica general. Volumen I, Editorial Limusa S. A. Sexta Edición, México.

Streeter, V. y Wylie, E. B. (1991). Mecánica de los Fluidos. Versión en español. 8va. Editorial McGraw Hill.

Roca V., R. (1994). Introducción a la mecánica de los fluidos. Limusa. México.

Corzo, O. 1993. Refrigeración, Congelación y Tratamiento Térmico de los Alimentos. Universidad de Oriente. Cumaná, Venezuela. 261p.

CAPÍTULO II

PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1. TRANSFERENCIA DE CALOR EN ESTADO ESTABLE

2.1.1. Introducción y mecanismos de la transferencia de calor

Los procesos que ocurren más frecuentemente en una industria procesadora de alimentos son el calentamiento y el enfriamiento, y para ello se requiere que ocurra la transferencia de calor entre la fuente y el receptor. El calor fluye de un cuerpo que tiene una temperatura alta a otro que tiene una temperatura baja, mediante tres formas o mecanismos: Conducción, convección y radiación.

Conducción: es la transferencia de calor dentro de un cuerpo, o de un cuerpo a otro, por intercambio de energía cinética entre las moléculas sin desplazamiento de éstas. Este flujo de calor ocurre en productos sólidos.

Convección: es la transferencia de calor que ocurre cuando moléculas que poseen altos niveles de energía, se mueven de un punto a otro dentro del sistema. El movimiento constante que ocurre al salir las moléculas de una posición y ser reemplazadas por otras, se llama **convección libre o natural**. Si esa transferencia de moléculas se induce por una fuerza externa, el mecanismo se denomina **convección forzada**. El flujo de calor por convección ocurre en líquidos y gases.

Radiación: es la transferencia de calor en forma de ondas electromagnéticas a través del espacio que separa dos cuerpos. No hay contacto molecular entre los cuerpos.

La transferencia de calor no ocurre en una sola forma, sino que es una combinación de dos o más.

Si la temperatura de un cuerpo, o de un punto dentro de él, no varía con el tiempo, la transferencia de calor ocurre en estado estacionario, en caso contrario ocurre es estado no estacionario.

2.1.2. Transferencia de calor por conducción

En la figura 2.1. se representa la pared de un horno que por un lado tiene temperatura interna T_1 , y por el otro lado temperatura ambiente T_2 . El flujo de calor a través de la pared, está regido por la Ley de Fourier:

$$\frac{q}{A} = K \frac{\Delta T}{x} \quad (2-1)$$

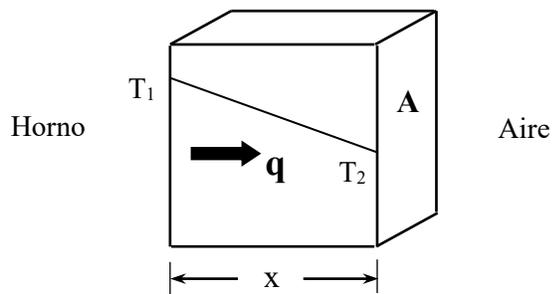


Figura 2.1. Transferencia de calor por conducción a través de una pared.

donde: q es la velocidad de flujo de calor en una dirección; A el área de la superficie isotérmica transversal al flujo; ΔT el gradiente de temperatura ($T_1 - T_2$); x la distancia medida en sentido normal a la superficie y K (constante) es la conductividad térmica o calorífica.

La conductividad térmica tendrá unidades correspondientes a energía por unidad de longitud, tiempo y temperatura; por ejemplo: Btu/h.pie. $^{\circ}$ F ó Kcal/h.m. $^{\circ}$ C. Depende de la temperatura, pero para pequeñas variaciones de ella se puede considerar constante. Si la variación de temperatura es grande, se debe utilizar un valor promedio para K .

Los valores de conductividad térmica varían para cada cuerpo, tal como puede observarse en las Tablas C.4, C.5, D.1 y D.2 de los Apéndices C y D. Aquellos materiales con valores bajos de K, se denominan aislantes térmicos, y los que poseen valores altos se llaman conductores de calor.

Ejemplo 2.1

Una capa de corcho de 15 cm de espesor se utiliza para aislar una pared plana de 1,25 m x 2 m. La temperatura del lado frío del corcho es 5 °C y la del lado caliente es 83 °C. Si la conductividad térmica del corcho es 0,031 Kcal/h.m.°C a 0 °C y 0,047 Kcal/h.m.°C a 90 °C; ¿cuál es la velocidad de flujo de calor a través de la pared?

Solución:

El flujo de calor se calcula por la Ley de Fourier: $\frac{q}{A} = K \frac{\Delta T}{x}$

Dado que la conductividad térmica varía con la temperatura, se debe calcular un valor promedio. La temperatura media de la capa de corcho es $(5 + 83)/2 = 44$ °C, luego interpolando entre los valores conocidos de K, se tiene que $K = 0,039$ Kcal/h.m.°C.

El área de transferencia de calor es $1,25 \times 2 = 2,50$ m²; luego reemplazando valores se tiene:

$$q = \frac{(0,039 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C})(2,50 \text{ m}^2)(83 - 5)^\circ\text{C}}{0,15 \text{ m}} \Rightarrow q = 50,7 \text{ Kcal/h}$$

2.1.3. Conducción a través de láminas colocadas en serie

Considere una pared formada por varias capas de diferentes materiales colocadas una sobre otra, tal como se muestra en la Fig. 2.2. Sean x_a , x_b y x_c los espesores de las capas; K_a , K_b

y K_c las conductividades térmicas de los materiales, A el área de la pared plana, en dirección normal al flujo de calor; y ΔT_a , ΔT_b y ΔT_c los gradientes de temperatura de las respectivas capas.

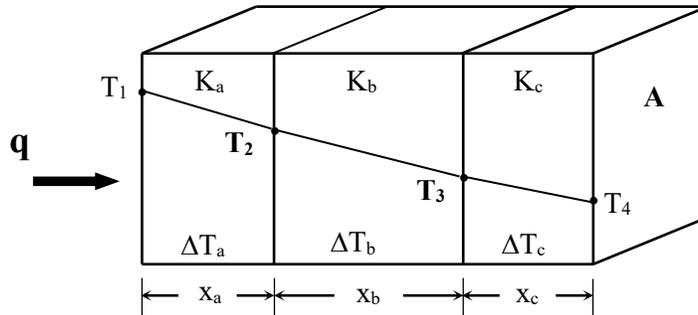


Fig. 2.2. Pared compuesta por varias capas de materiales colocadas en serie.

La caída de temperatura a través de toda la pared es igual a:

$$\Delta T = \Delta T_a + \Delta T_b + \Delta T_c = T_1 - T_4 \quad (2-2)$$

$$\Delta T_a = \frac{q_a x_a}{K_a A} \quad (2-3) \quad \Delta T_b = \frac{q_b x_b}{K_b A} \quad (2-4) \quad \Delta T_c = \frac{q_c x_c}{K_c A} \quad (2-5)$$

Luego, al sustituir en la ecuación (2-2):

$$\Delta T = \frac{q_a x_a}{K_a A} + \frac{q_b x_b}{K_b A} + \frac{q_c x_c}{K_c A} \quad (2-6)$$

En el flujo estacionario el calor es constante a través de todas las capas de material, de tal forma que: $q_a = q_b = q_c = q$; entonces,

$$\Delta T = q \left(\frac{x_a}{K_a A} + \frac{x_b}{K_b A} + \frac{x_c}{K_c A} \right) \quad (2-7)$$

Los términos x_a/K_aA , x_b/K_bA y x_c/K_cA de la ecuación (2-7) son las resistencias al flujo de calor y se identifican como R_a , R_b y R_c respectivamente; de forma que:

$$\Delta T = q(R_a + R_b + R_c) \quad (2-8)$$

$$R = R_a + R_b + R_c \quad (2-9)$$

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (2-10)$$

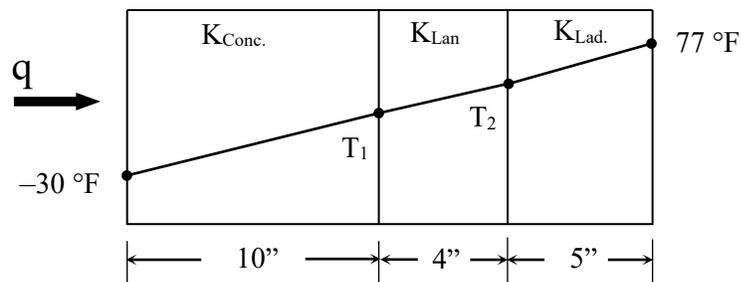
donde R la resistencia total en el sistema.

De lo anterior también se puede escribir que la relación de caída de temperatura total y resistencia total, es igual a la relación de estos dos parámetros para cada material.

$$\frac{\Delta T}{R} = \frac{\Delta T_a}{R_a} = \frac{\Delta T_b}{R_b} = \frac{\Delta T_c}{R_c} \quad (2-11)$$

Ejemplo 2.2

Una cava de congelación está construida de paredes de 1 pie^2 de superficie, formadas por una capa de 10 pulg. de concreto, una capa de 4 pulg. de lana y otra de 5 pulg. de ladrillo de construcción. Si la temperatura de las caras interna y externa de la pared son $-30 \text{ }^\circ\text{F}$ y $77 \text{ }^\circ\text{F}$ respectivamente, calcular: a) la velocidad de transferencia de calor, y b) la temperatura de la interfase concreto-lana y lana-ladrillo.



Solución:

a) La velocidad de flujo de calor se calcula con la ecuación (2-10):

La diferencia de temperatura entre las caras interna y externa es:

$$\Delta T = 77 \text{ }^\circ\text{F} - (-30 \text{ }^\circ\text{F}) = 107 \text{ }^\circ\text{F}$$

La resistencia total es $R = R_{\text{CONCRETO}} + R_{\text{LANA}} + R_{\text{LADRILLO}}$ (2-9)

De la Tabla D.1 del Apéndice D se determinan los valores de conductividades térmicas de los materiales: $K_{\text{CONCRETO}} (K_{\text{Conc.}}) = 0,762 \text{ W/m.K}$ ($0,44 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F}$); $K_{\text{LANA}} (K_{\text{LANA}}) = 0,036 \text{ W/m.K}$ ($0,021 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F}$) y $K_{\text{LADRILLO}} (K_{\text{LAD.}}) = 0,690 \text{ W/m.K}$ ($0,40 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F}$).

$$R_{\text{CONC.}} = \frac{X_{\text{CONC.}}}{K_{\text{CONC.}}A} = \frac{10/12 \text{ pie}}{(0,44 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F})(1 \text{ pie}^2)} = 1,89 \text{ h.}^\circ\text{F/btu}$$

$$R_{\text{LANA}} = \frac{X_{\text{LANA}}}{K_{\text{LANA}}A} = \frac{4/12 \text{ pie}}{(0,021 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F})(1 \text{ pie}^2)} = 15,87 \text{ h.}^\circ\text{F/btu}$$

$$R_{\text{LAD.}} = \frac{X_{\text{LAD.}}}{K_{\text{LAD.}}A} = \frac{5/12 \text{ pie}}{(0,40 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F})(1 \text{ pie}^2)} = 1,04 \text{ h.}^\circ\text{F/btu}$$

$$R = 1,89 + 15,87 + 1,04 = 18,80 \text{ h.}^\circ\text{F/btu}$$

Remplazando valores en la ecuación (2-10), se tiene:

$$q = \frac{107 \text{ }^\circ\text{F}}{18,80 \text{ h.}^\circ\text{F/btu}} = 5,69 \text{ btu/h}$$

b) La temperatura en la interfase concreto-lana se puede determinar con la relación (2-11):

$$\frac{\Delta T}{R} = \frac{q_{\text{CONC.} \times \text{CONC.}}}{K_{\text{CONC.}} \cdot A} \quad \Rightarrow \quad \frac{107}{18,80} = \frac{T_1 - (-30)}{1,89}$$

$$T_1 = -19,24 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La temperatura en la interfase lana-ladrillo se determina igualmente:

$$\frac{\Delta T}{R} = \frac{q_{\text{LANA} \times \text{LANA}}}{K_{\text{LANA}} \cdot A} \quad \Rightarrow \quad \frac{107}{18,80} = \frac{T_2 - (-19,24)}{(15,87)(1)}$$

$$T_2 = 71,06 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2.1.4. Conducción a través de las paredes de un cilindro

Considere un cilindro hueco tal como se indica en la Fig. 2.3. El radio interno y externo son respectivamente r_i , r_o y la longitud L ; la temperatura de las paredes interna y externa son T_i y T_o .

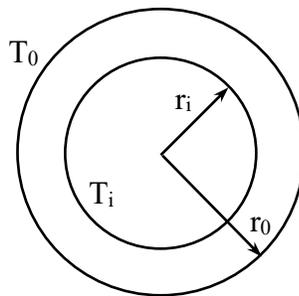


Fig. 2.3. Tubo de paredes gruesas.

El área de transferencia de calor para el cilindro varía en dirección al flujo de calor, y por lo tanto la ecuación de Fourier se representa como:

$$q = \frac{2\pi KL(T_i - T_0)}{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)} \quad (2-12)$$

Se utiliza una forma más conveniente de esta ecuación, que guarda similitud con la correspondiente para una lámina:

$$q = \frac{K\bar{A}_L(T_i - T_0)}{r_0 - r_i} \quad (2-13)$$

donde \bar{A}_L es el área media logarítmica definida como:

$$\bar{A}_L = \frac{2\pi L(r_0 - r_i)}{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)} \quad (2-14)$$

La velocidad de calor también se puede expresar en función de la resistencia al flujo:

$$q = \frac{\Delta T}{R}$$

donde

$$R = \frac{r_0 - r_i}{K\bar{A}_L} = \frac{\ln(r_0/r_i)}{2\pi KL} \quad (2-15)$$

Cuando el tubo está recubierto por una o más capas de material aislante, se tiene el caso de flujo de calor a través de cilindros en serie, y

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n$$

Ejemplo 2.3

Calcular la pérdida de calor a través de 250 pies de longitud de tubería de acero de 2 pulg. catálogo 40, recubierta con una capa de aislamiento de magnesio ($K = 1,66$ btu/h.pie. $^{\circ}$ F) de 102 mm de espesor, si la temperatura interna del tubo es 120° C y la externa del aislamiento 20° C.

Solución:

El flujo de calor se calcula con la ecuación (2-10): $q = \Delta T/R$, donde:

$$\Delta T = 120 - 20 = 100^{\circ}\text{C} = 180^{\circ}\text{F}$$

La resistencia total (R) es: $R = R_{\text{TUBO}} + R_{\text{AISLANTE}}$ y se determina aplicando la ecuación (2-15):

$$R = \frac{r_0 - r_i}{K A_L} = \frac{\ln(r_0/r_i)}{2\pi KL}$$

Para una tubería de acero de 2 pulg. catálogo 40: DI = 2,067 pulg. ($r_i = 0,086$ pies) y DE = 2,375 pulg. ($r_0 = 0,0988$ pies) (Tabla E.1) y de la Tabla D.2, para acero (1% C) $K = 45$ W/m.K (26 btu/h.pie. $^{\circ}$ F), luego:

$$R_{\text{Tubo}} = \frac{\ln(0,0988/0,086)}{2\pi (250)(26)} = 3,40 \times 10^{-6} \text{ h.}^{\circ}\text{F/btu}$$

Para el aislante, $r_1 = r_0 + \text{espesor}$

$$r_1 = 0,0988 \text{ pies} + 102 \text{ mm (pie/304,8 mm)} = 0,434 \text{ pies}$$

Luego:

$$R_{\text{AISLANTE}} = \frac{\ln(0,434/0,0988)}{2\pi(250)(1,66)} = 5,68 \times 10^{-4} \text{ h.}^\circ\text{F/btu}$$

$$R = 3,40 \times 10^{-6} + 5,68 \times 10^{-4} = 5,71 \times 10^{-4} \text{ h.}^\circ\text{F/btu}$$

La pérdida de calor será:

$$q = \frac{180}{5,72 \times 10^{-4}} = 315253,90 \text{ btu/h}$$

Ejemplo 2.4

Un tubo de paredes gruesas de acero inoxidable con $k = 21,63 \text{ W/m.K}$ y dimensiones de $0,0254 \text{ m}$ (DI) y $0,0508 \text{ m}$ (DE), se recubre con una capa de $0,0254 \text{ m}$ de aislamiento de asbesto ($k = 0,2423 \text{ W/m.K}$). La temperatura de la pared interna del tubo es 811 K y la de la superficie exterior del aislamiento es $310,8 \text{ K}$. Para una longitud de $0,305 \text{ m}$ ($1,0 \text{ pie}$) de tubería, calcular la pérdida de calor y la temperatura en la interfase entre el metal y el aislamiento.

Solución:

Si $T_1 = 811 \text{ K}$, T_2 en la interfase y $T_3 = 310,8 \text{ K}$; las dimensiones son:

$$r_1 = 0,0254/2 = 0,0127 \text{ m} \quad r_2 = 0,0508/2 = 0,0254 \text{ m}$$

$$r_3 = r_2 + \text{espesor aislante} = 0,0254 \text{ m} + 0,0254 \text{ m} = 0,0508 \text{ m}$$

Las resistencias al flujo de calor son:

$$R_{\text{TUBO}} = \frac{\ln(0,0254/0,0127)}{2\pi(21,63 \text{ W/m.K})(0,305 \text{ m})} = 0,0167 \text{ K/W}$$

$$R_{\text{AISLANTE}} = \frac{\ln(0,0508/0,0254)}{2\pi(0,2423 \text{ W/m.K})(0,305 \text{ m})} = 1,493 \text{ K/W}$$

Por lo que la velocidad de transferencia de calor es:

$$q = \frac{T_1 - T_3}{R_{\text{TUBO}} + R_{\text{AISLANTE}}} = \frac{811 - 310,8}{0,0167 + 1,493}$$

$$q = 331,324 \text{ W}$$

Para calcular la temperatura T_2 , se utiliza la relación (2-11):

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{TUBO}}} \Rightarrow 331,324 = \frac{811 - T_2}{0,0167}$$

Resolviendo,

$$811 - T_2 = 5,53 \text{ K} \Rightarrow T_2 = 805,47 \text{ K.}$$

Sólo hay una caída de temperatura pequeña a través de la pared metálica, debida a su alta conductividad térmica.

2.1.5. Problemas propuestos de transferencia de calor por conducción

- 2.1.5.1. Calcúlese la pérdida de calor por m^2 de área superficial para la pared aislante temporal de un cuarto de almacenamiento en frío, donde la temperatura exterior es 299,9 K y la interior 276,5 K. La pared está formada por 25,4 mm de corcho prensado con un valor de $k = 0,0433 \text{ W/m.K}$.
- 2.1.5.2. Se desea construir un almacén refrigerado con una capa interna de 19,1 mm de madera de pino, una capa intermedia de corcho prensado y una capa externa de 50,8 mm de concreto. La temperatura de la pared interior es $-17,8 \text{ }^\circ\text{C}$ y de la superficie exterior, $29,4 \text{ }^\circ\text{C}$ en el concreto. El área superficial total interna que se debe usar en los cálculos es aproximadamente 39 m^2 (omitiendo las esquinas y los efectos de los extremos). ¿Qué espesor de corcho prensado se necesita para mantener la pérdida de calor en 586 W?
- 2.1.5.3. La pared de un horno de 0,244 m de espesor se construye con un material que tiene una conductividad térmica de $1,30 \text{ W/m.K}$. La pared estará aislada en el exterior con un material que tiene una k promedio de $0,346 \text{ W/m.K}$, de tal manera que las pérdidas de calor en el horno sean iguales o inferiores a 1830 W/m^2 . La temperatura de la superficie interior es 1588 K y la exterior está a 299 K. Calcúlese el espesor de aislante necesario.
- 2.1.5.4. Una línea de tubo de acero de 2 pulg. y número de lista 40, contiene vapor saturado a $121,1 \text{ }^\circ\text{C}$. La tubería tiene 25,4 mm de aislamiento de asbesto. Suponiendo que la temperatura de la superficie interior del metal es $121,1 \text{ }^\circ\text{C}$ y que la superficie exterior del aislamiento está a $26,7 \text{ }^\circ\text{C}$; calcúlese la pérdida de calor para 30,5 m de tubo. *Resp. 5.392 W.*

2.2. Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección ocurre generalmente entre una superficie sólida y un fluido en contacto con ella. La transferencia de calor dependerá de las condiciones de flujo del fluido y de sus propiedades térmicas. Cuando un fluido a temperatura constante T_f está en contacto con una superficie sólida a temperatura mayor T_s , las moléculas del fluido continuamente colisionan contra la superficie intercambiando energía y eventualmente se alejan de ella para mezclarse con el resto del fluido. En este proceso se forma una capa de fluido (capa limite) en la cual la temperatura varía desde T_s hasta aproximadamente T_f (Fig. 2.4). La capa limite se considera que actúa como la resistencia al flujo de calor.

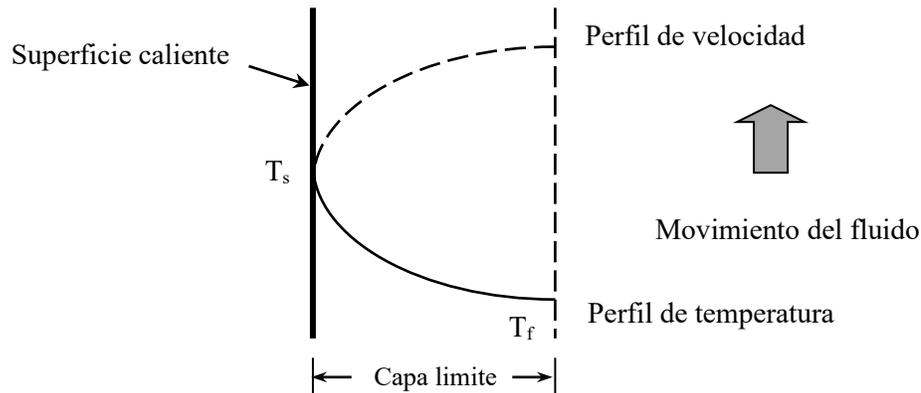


Fig. 2.4. Transferencia de calor por convección entre una pared caliente y un fluido

La ecuación que describe la transferencia de calor por convección es:

$$q = hA(T_s - T_f) \quad (2-16)$$

Donde **h** es el **coeficiente de transferencia de calor por convección** y se expresa en $\text{Cal/h.m}^2.\text{°C}$ ó $\text{btu/h.pie}^2.\text{°F}$.

El flujo de calor también se puede expresar en función de una resistencia:

$$q = \frac{\Delta T}{R} = \frac{T_s - T_f}{1/hA} \quad (2-17)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección depende del sistema; es decir, de la geometría de la superficie sólida, de las condiciones de flujo y de las propiedades térmicas del fluido, y del tipo de convección (forzada o libre). Debido a esto no se dispone de tablas de valores, sino que h debe determinarse experimentalmente con las condiciones del sistema, o mediante el uso de relaciones empíricas que permiten tener valores aproximados.

2.2.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en fluidos newtonianos

En el siguiente apartado se presentan algunas de las relaciones más utilizadas en los diferentes casos.

Convección forzada: En este tipo de transferencia de calor, que es el más común, los patrones de flujo de fluido están determinados por una fuerza externa como una bomba o un ventilador, y por lo tanto para cada caso se tiene una relación empírica que permite calcular el valor (medio) de h .

a) Flujo laminar en una placa o lámina plana. La relación más usada es:

$$Nu = 0,664(Re)^{1/2}(Pr)^{1/3} \quad (2-18)$$

donde los números adimensionales de Nusselt (Nu) y de Prandtl (Pr) están definidos como:

$$Nu = \frac{h L}{K_f} \quad (2-19) \quad Pr = \frac{\mu C_{pL}}{K_f} \quad (2-20)$$

siendo L la longitud característica que en este caso es la longitud de la placa y K_f , μ , y C_p se determinan a la temperatura promedio entre la temperatura de la placa plana o lámina y la del fluido. La ecuación (2-18) es válida solamente para $Pr \geq 0,6$.

b) Flujo turbulento en una placa plana con flujo paralelo:

$$Nu = (0,037Re^{0,8} - 871)Pr^{1/3} \quad (2-21)$$

La ecuación (2-21) es válida para $0,6 \leq Pr < 60$ y $5 \times 10^5 < Re \leq 10^8$. Las propiedades del fluido se determinan a la temperatura promedio entre la temperatura de la placa plana o lámina y la del fluido.

c) Flujo externo perpendicular sobre conducto circular.

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + Pr \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (2-22)$$

La ecuación (2-22) es válida para $(Re)(Pr) > 0,2$. Las propiedades del fluido se determinan a la temperatura media de la película.

d) Flujo laminar por el interior de tuberías. La relación más utilizada es:

$$Nu = \frac{hD}{K_f} = 1,86 \left[Re Pr \left(\frac{D}{L}\right) \right]^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (2-23)$$

donde μ_s es la viscosidad del fluido a la temperatura de la superficie interna del tubo. Las propiedades del fluido se determinan a la temperatura promedio de las temperaturas de entrada y salida.

e) Flujo turbulento dentro de tuberías. Se utiliza la relación:

$$Nu = 0,023(Re)^{0,8}(Pr)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \quad (2-24)$$

La ecuación (2-24) es válida para $0,7 < P_R < 700$ y $L/D > 60$

Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura promedio entre la temperatura de entrada y la de salida.

f) Flujo externo sobre una esfera.

$$Nu = 2 + (0,48Re^{1/2} + 0,06Re^{2/3})Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4} \quad (2-25)$$

Las condiciones para aplicar la correlación (2-25) son: $3,5 < Re < 7,6 \times 10^4$; $0,71 < P_R < 300$ y $1 < \mu/\mu_s < 300$. Las propiedades se evalúan a la temperatura exterior del fluido, salvo μ_s que se evalúa a la temperatura de la superficie.

g) Flujo perpendicular externo en conductos no circulares.

$$Nu = C(Re)^m(P_r)^{1/3} \quad (2-26)$$

Donde: C y m son constantes que dependen del Numero de Reynolds y de la configuración geométrica de conducto no circular. Los valores de C y m para las configuraciones más comunes son:

Geometría	Re	C	m
Cuadrado	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,246	0,588
Hexágono	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,153	0,638
Placa vertical	$4 \times 10^3 - 1,56 \times 10^4$	0,228	0,731

Las condiciones para aplicar la correlación (2-26) son: $0,4 < Re < 4 \times 10^5$; $0,7 \leq P_R$. Válida solo para gases. Las propiedades se evalúan a La temperatura media de película (media aritmética de las temperaturas de película).

Convección libre: El movimiento del fluido no está inducido por fuerzas externas y se debe únicamente a la diferencia de densidades causada por la temperatura. Bajo estas condiciones las características de flujo del fluido están regidas por el número de Grashof.

$$G_R = \frac{\rho^2 g \beta x^3 \Delta T}{\mu^2} \quad (2-27)$$

donde x es la dimensión característica de la superficie en contacto con el fluido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección (h) se puede calcular por la relación:

$$N_u = C [G_R P_R]^a \quad (2-28)$$

Siendo C y a constantes que dependen de la geometría de la superficie y de su orientación respecto a la dirección de flujo del fluido, y cuyos valores se encuentran en la Tabla 2-1.

Para agua y aire, que son los fluidos más utilizados en la transferencia de calor por convección natural, se tienen relaciones más sencillas para calcular h ; las más importantes son:

a.- Para placas horizontales:

$$h = C' (\Delta T)^{0,25} \quad (2-29)$$

b.- Para placas y cilindros verticales:

$$h = C' \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0,25} \quad (2-30)$$

c.- Para cilindros horizontales:

$$h = C' \left(\frac{\Delta T}{D_2} \right)^{0,25} \quad (2-31)$$

donde ΔT es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido en $^{\circ}\text{C}$, L la longitud del cilindro o placa, y D_2 el diámetro externo del cilindro expresados en metros; y C' una constante que depende del fluido (Tabla 2-2). Las unidades de h son $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$.

Tabla 2-1. Valores de C y a para la Ecuación: $Nu = C[GrPr]^a$

Configuración	$GrPr$	C	a
Superficie Vertical X = longitud vertical	$>10^4$	1,36	1/5
	$10^4 - 10^9$	0,59	1/4
	$>10^9$	0,13	1/3
Cilindro horizontal X = Diámetro	$<10^{-5}$	0,49	0
	$10^{-5} - 10^{-3}$	0,71	1/25
	$10^{-3} - 1$	1,09	1/10
	$1 - 10^4$	1,09	1/5
	$10^4 - 10^9$	0,53	1/4
Placas horizontales	$>10^9$	0,13	1/3
	$10^5 - 2 \times 10^7$	0,54	1/4
	$2 \times 10^7 - 3 \times 10^{10}$	0,14	1/3

Tabla 2-2. Valores de C' para las Ecuaciones (2-29), (2-30) y (2-31)

SUPERFICIE	FLUIDO	C'
Cilindro horizontal	aire	1,3196
	agua	291,1
Placa horizontal	Aire sobre y debajo de placas	
	$T_S > T_F$	2,4493
	$T_S < T_F$	1,3154
Placas y cilindros verticales	aire	1,3683
	agua	127,1

Ejemplo 2.5

Una solución fluye con velocidad de 10 pies/seg. en un tubo largo de paredes delgadas de 1 pulg. de diámetro interno. Sobre la superficie del tubo a 212 °F se está condensando vapor a la presión atmosférica. Si el tubo está limpio, calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección, si la temperatura de la solución a la entrada y salida del tubo es 68 °F y 160 °F respectivamente; y además, se conocen las siguientes propiedades de la solución:

Temperatura (°F)	68	140	212
μ (centipoise)	5,1	1,4	0,6
K (btu/h.pie.°F)	0,1	0,098	0,095
Peso específico	1,08	--	--
C_p (btu/lb.°F)	0,50	0,53	0,56

Solución:

Para determinar el valor de h se debe precisar el tipo de régimen de flujo; las propiedades de la solución se hallan a la temperatura promedio de entrada y salida, es decir 114 °F. Así se tiene que:

$$\mu = 2,8 \text{ centipoise} = 6,8 \text{ lb/h.pie}$$

$$\rho = 1,08 \times 62,4 = 67,4 \text{ lb/pie}^3$$

$$C_p = 0,52 \text{ btu/lb.}^\circ\text{F}$$

$$K = 0,099 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F}$$

$$R_E = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{(1/12)(10)(67,4)}{(6,8)(1/3600)} = 29735$$

Se trata de un flujo turbulento dentro de un tubo, por lo tanto, h se calcula con la relación (2-24):

$$N_u = \frac{h D}{K_f} = 0,023(R_E)^{0,8} (P_R)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

Como esta ecuación es válida para valores de P_R entre 0,7 y 700 y cuando $L/D > 60$, se debe verificar si se cumplen estas condiciones:

$$P_R = \frac{\mu C_p}{K_f} = \frac{(6,8)(0,52)}{0,099} = 35,72$$

$$L/D > 60 \text{ por ser un tubo largo.}$$

Cumplidas las condiciones y considerando que la temperatura de la pared interna del tubo es igual a 212 °F por ser de espesor delgado, se remplazan valores en la ecuación correspondiente:

$$\frac{h (1/12)}{0,099} = 0,023(29735)^{0,8}(35,72)^{0,33} \left(\frac{2,8}{0,6} \right)^{0,14}$$

$$h = 418,1 \text{ btu/h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Ejemplo 2.6

Una corriente de aire que está a 206,8 kPa y a temperatura promedio de 477,6 K se está calentando a medida que fluye por un tubo de 2,54 cm de diámetro interior a velocidad de 7,62 m/seg. El medio de calentamiento es vapor a 488,7 K que se condensa en el exterior del tubo. Puesto que el coeficiente de transferencia de calor para vapor condensado es de varios miles de W/m².K y la resistencia de la pared metálica es muy pequeña, se supondrá que la temperatura superficial de la pared metálica en contacto con el aire es 488,7 K. Calcular el coeficiente de transferencia de calor para una relación L/D > 60 y el flujo específico de calor q/A.

Solución:

Las propiedades físicas del aire tomadas de la Tabla C.2 del Apéndice C son, a 477,6 K (204,4 °C), $\mu_b = 2,60 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{seg}$, $K = 0,03894 \text{ W/m}$, $P_R = 0,686$. a 488,7 K (215,5 °C), $\mu_s = 2,64 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{seg}$.

$$\mu_b = 2,60 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{seg} = 2,60 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{seg}.$$

Asumiendo que el aire se comporta como un gas perfecto, su densidad se puede estimar con la ecuación (1-12).

$$PV = mRT \quad \Rightarrow \quad P = \frac{m}{V}RT = \rho RT$$

Del Apéndice C, Tabla C.7, $R = 286,9 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

$$\rho = \frac{206800 \text{ N/m}^2}{(286,9 \text{ J/kg.K})(477,6 \text{ K})} = 1,509 \text{ kg/m}^3$$

El N_{Re} , calculado a la temperatura general del fluido de 477,6 K, es:

$$R_E = \frac{\rho u D}{\mu} = \frac{(1,509)(7,62)(0,0254)}{2,6 \times 10^{-5}} = 11233$$

Por consiguiente, el flujo es turbulento y se usará la Ec. (2-24). Sustituyendo en dicha expresión:

$$N_u = \frac{hD}{k} = 0,023(R_E)^{0,8} (P_R)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

$$\frac{h(0,0254)}{0,03894} = 0,023(11233)^{0,8} (0,6876)^{1/3} \left(\frac{0,0260}{0,0264} \right)^{0,14}$$

$$h = 54,09 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Para el flujo específico q/A ,

$$\frac{q}{A} = h(T_w - T) = 54,09(488,7 - 477,6) = 600,40 \text{ W/m}^2$$

2.1.2. Transferencia de calor por conducción y convección

El proceso general de calentamiento o enfriamiento de un fluido se realiza mediante la transferencia de calor a través de una pared sólida que lo separa de otro fluido que le comunica o le quita energía térmica. Se tiene por lo tanto una combinación de formas de transferencia de calor: convección en el lado del fluido que se calienta, conducción a través de la pared sólida que los separa, y convección en el lado del fluido que se enfría.

En la Fig. 2.5 se representan los perfiles de temperatura que se desarrollan y las resistencias al flujo de calor en el sistema.

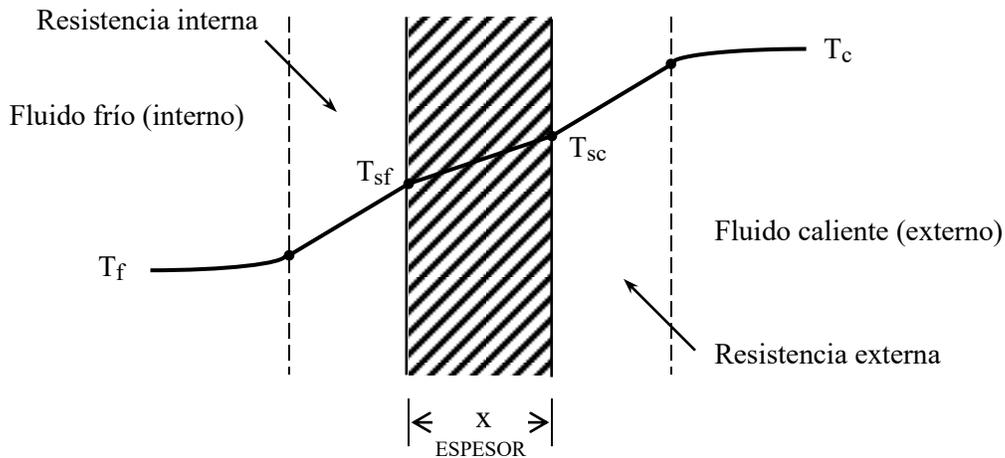


Fig. 2.5. Perfiles de temperatura y resistencias en flujo de calor por conducción y convección.

La resistencia global al flujo de calor desde el fluido caliente al frío es el resultado de la disposición en serie de tres resistencias:

$$R = R_{\text{CONV. EXTERNA}} + R_{\text{COND.}} + R_{\text{CONV. INTERNA}} \quad (2-32)$$

$$R = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{x}{KA} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (2-33)$$

Si se expresa la transferencia de calor como:

$$q = UA \Delta T \quad (2-34)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor y ΔT es la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el frío. Si $q = \Delta T/R$, se tiene que:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{X}{KA} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (2-35)$$

En la aplicación de las ecuaciones (2-30) y (2-31) se debe especificar el área en el cual se basa el coeficiente global (U), y para ello se realiza el siguiente análisis:

2.1.2.1. Si el flujo de calor es a través de una lámina o placa, el área es igual tanto para la convección como para la conducción; por lo que la ecuación (2-35) se puede escribir como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{X}{K} + \frac{1}{h_i} \quad (2-36)$$

2.1.2.2. Si el flujo de calor es a través de un tubo se presentan dos casos:

a) Basando la transferencia de calor en el área externa del tubo, y por consiguiente la ecuación (2-35) se convierte en:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{XD_o}{KD_L} + \frac{D_o}{h_i D_i} \quad (2-37)$$

donde D_L es el diámetro logarítmico, definido por:

$$D_L = \frac{D_o - D_i}{\ln D_o / D_i} \quad (2-38)$$

El flujo de calor estará expresado como:

b) Basando la transferencia de calor en el área interna del tubo. La ecuación (2-35) sería:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{D_i}{h_o D_o} + \frac{XD_i}{KD_L} + \frac{1}{h_i} \quad (2-39)$$

$$q = U_i A_i \Delta T \quad (2-40)$$

Dado que el flujo de calor que pasa desde el fluido caliente hasta el frío es el mismo para las tres resistencias en serie, se puede calcular por cualquiera de las siguientes ecuaciones:

$$q = UA(T_c - T_f) = h_o A_o (T_o - T_{sc}) = K A_L (T_{sc} - T_{sf}) = h_i A_i (T_{sf} - T_f) \quad (2-41)$$

Ejemplo 2.7

Calcular la velocidad de pérdida de calor desde un autoclave horizontal (Fig. 2.6) de 1,254 m de diámetro interno y 9,144 m de largo, si contiene vapor a 121 °C y el aire ambiente está a 25 °C. El autoclave está hecho de acero de 0,635 cm de espesor. El coeficiente de transferencia de calor por convección para vapor es de 600 W/m².K. Asumir que la temperatura de la pared exterior del tubo es de aproximadamente 119 °C. $K_{ACERO} = 45$ W/m.K.

Solución:

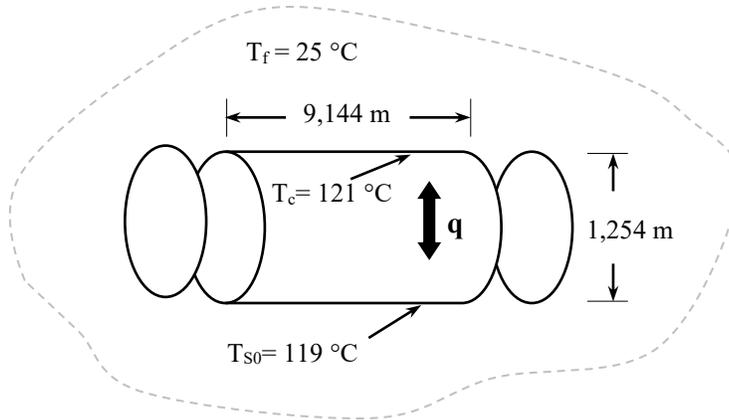


Fig. 2.6. Representación esquemática del autoclave horizontal.

La autoclave pierde calor tanto por la tapa como por los lados, por lo que la pérdida total de calor será:

$$q = q_{\text{CILINDRO}} + q_{\text{TAPAS}}$$

El calor perdido por el cilindro se puede calcular por:

$$q_{\text{CILINDRO}} = U_i A_i \Delta T$$

pues se conoce h_i , K y basta solamente determinar h_0 .

Para flujo de calor por convección natural, tal como es el caso del aire que circula externamente al autoclave horizontal, el coeficiente de transferencia de calor se calcula con la ecuación (2-31):

$$h = C' \left(\frac{\Delta T}{D_0} \right)^{0,25}$$

donde: $C' = 1,3196$ (Tabla 2-2)

$$D_0 = D_i + 2(\text{espesor}) = 1,254 + 2 \times 0,00635 = 1,267 \text{ m}$$

$$\Delta T = T_{\text{SC}} - T_{\text{AIRE}} = 119 \text{ }^\circ\text{C} - 25 \text{ }^\circ\text{C} = 94 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sustituyendo valores:

$$h = 1,3196 \left(\frac{94}{1,267} \right)^{0,25} = 3,873 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor U_i , se debe determinar el diámetro logarítmico (D_L) utilizando la ecuación (2-38):

$$\bar{D}_L = \frac{D_0 - D_i}{\ln\left(\frac{D_0}{D_i}\right)} = \frac{1,267 - 1,254}{\ln\left(\frac{1,267}{1,254}\right)} = 1,262 \text{ m}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{D_i}{h_o D_o} + \frac{X D_i}{K D_L} + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1,254}{(3,873)(1,267)} + \frac{(0,00635)(1,254)}{(45)(1,262)} + \frac{1}{600} = 0,2574$$

$$U_i = 3,90 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

La pérdida de calor a través del cilindro es:

$$q = (3,90 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}) (\pi) (1,254 \text{ m})(9,144 \text{ m})(121 - 25) \text{ K}$$

$$q = 13487,13 \text{ W}$$

El calor perdido por las tapas se puede calcular por:

$$q_{\text{TAPAS}} = U_0 A_0 \Delta T$$

puesto que se conoce h , K y restaría solamente determinar h_o , para flujo de calor por convección natural para aire que fluye verticalmente a una placa circular (tapa). El coeficiente de transferencia de calor se calcula con la ecuación (2-30):

$$h = C' \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0,25} \quad \text{con } C' = 1,3683 \text{ (Tabla 2-2)}$$

$$h = 1,3683 \left(\frac{121 - 25}{1,267} \right)^{0,25} = 4,04 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Luego:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{X}{K_L} + \frac{1}{h_i} = \frac{1}{4,04} + \frac{0,00635}{45} + \frac{1}{600} = 0,2493$$

$$U_0 = 4,00 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

La pérdida de calor por las tapas es igual a:

$$q_{\text{TAPAS}} = 2(4,00)(\pi/4)(1,267)^2(121 - 25) = 968,30 \text{ W}$$

La pérdida de calor desde el autoclave es:

$$q = 13487,13 \text{ W} + 968,30 \text{ W} = 14455,43 \text{ W}$$

2.1.3. Problemas propuestos

2.1.3.1. Se calienta aire a 2 atm y 200 °C mientras circula por un tubo de 2,54 cm de diámetro a una velocidad de 10 m/s. Calcúlese el calor transferido por unidad de longitud de tubo si se mantiene en la pared una condición de flujo de calor constante, siendo la temperatura de la pared 20 °C superior a la temperatura del aire a lo largo de todo el tubo. ¿Cuánto aumentaría la temperatura promedio en 3 m de longitud del tubo? *Resp.: 103,5 W/m.*

2.1.3.2. Un gas a 450 K fluye en el interior de una tubería de acero, número de lista 40, de 2 pulg. de diámetro. La tubería está aislada con 51 mm de un revestimiento que tiene un valor medio de K de 0,0623 W/m.K. El coeficiente convectivo de transferencia de calor del gas en el interior de la tubería es 30,7 W/m².K y el coeficiente convectivo en el exterior del revestimiento es 10,8. La temperatura del aire es 300 K. a) Calcúlese la pérdida de calor por unidad de longitud en m de tubería, mediante resistencias y b) Repítase con el valor general de U_o basado en A_o.

- 2.1.3.3. En el interior de una tubería de acero de 2 pulg., número de lista 40, fluye agua a la temperatura promedio de 70 °F, en el exterior se condensa vapor de agua a 220 °F. El coeficiente convectivo del agua en el interior de la tubería es $h = 500 \text{ btu/h.pie}^2.\text{°F}$ y el coeficiente del condensado de vapor en el exterior es $h = 1500 \text{ btu/h.pie}^2.\text{°F}$. a) Calcúlese la pérdida de calor por 1 pie de longitud con resistencias. b) Repítase con el valor general de U_i basado en el área interior A_i . y c) Repítase con U_o . *Resp. $q=26700 \text{ btu/h}$ $U_i=328 \text{ btu/h.pie}^2.\text{°F}$ $U_o=286 \text{ btu/h.pie}^2.\text{°F}$*
- 2.1.3.4. La pared vertical caliente de 1,0 pies (0,305 m) de altura de un horno para cocinar alimentos tiene una temperatura en su superficie que asciende a 450 °F (505,4 K) y, está en contacto con aire a 100 °F (311 K). Calcule, en unidades del sistema inglés y SI, el coeficiente de transferencia de calor y transferencia de calor/pie (0,305 m) de la anchura de la pared. (*Resp.: $7,03 \text{ W/m}^2.\text{K}$*)
- 2.1.3.5. Sobre una placa delgada, plana y suave, fluye aire a 101,3 kPa a temperatura de 288,8 K, con velocidad de 3,05 m/seg. La longitud de la placa en la dirección del flujo es 0,305 m y está a 333,2 K. Calcúlese el coeficiente de transferencia de calor suponiendo flujo laminar. *Resp. $h=12,37 \text{ W/m}^2.\text{K}$*
- 2.1.3.6. Un cilindro vertical de 76,2 mm de diámetro y 121,9 mm de altura se mantiene a temperatura de 397,1 K en su superficie. Pierde calor por convección natural al transferirlo al aire que está a 294,3 K. Las pérdidas provienen del área lateral del cilindro y del extremo circular plano superior. Calcúlese la pérdida de calor despreciando los efectos de la radiación. *Resp. $26,0 \text{ W}$*
- 2.1.3.7. Un tubo horizontal que transporta agua caliente tiene una temperatura superficial de 355,4 K y un diámetro externo de 25,4 mm. El tubo se expone al aire que está a 294,3 K. ¿Cuál es la pérdida de calor por convección natural en 1 m de tubería?
- 2.1.3.8. Se pretende determinar la velocidad de flujo uniforme de una corriente de aire a $T_F = 20 \text{ °C}$ empleando un anemómetro térmico. Para ello se coloca una placa metálica de

espesor muy delgado paralela a la corriente de aire. La placa tiene una longitud de 2 cm y una anchura que se puede considerar muy grande. La placa es calentada uniformemente mediante un calentador eléctrico que proporciona un flujo uniforme de calor de $0,03 \text{ W/cm}^2$. Un sensor de temperatura colocado en el extremo final de la placa proporciona una medición de temperatura de $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Calcule la velocidad de flujo libre, u de la corriente. Resp.: ($u = 2,54 \text{ m/s}$)

2.1.4. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un aparato que facilita el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes, evitando que se mezclen entre sí.

2.1.4.1. Algunos tipos de intercambiadores de calor

A. **Tubo doble.** Es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos. En este tipo de intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contraflujo y paralelo. En la configuración en flujo paralelo los dos fluidos entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. En la configuración en contraflujo los fluidos entran por los extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos.

En un intercambiador de calor en flujo paralelo la temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente.

En un intercambiador de calor en contraflujo la temperatura de salida del fluido frío puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente. El caso límite se tiene cuando la temperatura de salida del fluido frío es igual a la temperatura de entrada del fluido caliente. La temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser superior a la temperatura de entrada del fluido caliente.

2.1.4.2. Transferencia de calor en intercambiadores de tubo

En un intercambiador de calor de doble tubo, la temperatura tanto del fluido que se calienta como del que se enfría va variando de un extremo a otro, por lo que el gradiente de temperatura es diferente en cada punto. Para este caso se deben considerar los acercamientos de temperatura en la entrada y salida del intercambiador. Existen dos situaciones:

Transferencia de calor por cambio de fase

Cuando se utiliza vapor como medio de calentamiento de un alimento, se puede representar la variación de temperatura a lo largo del intercambiador tal como se indica en la Fig. 2.7.

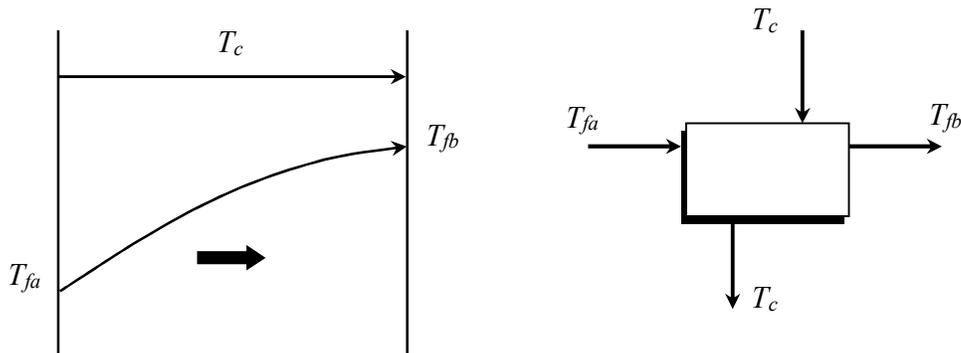


Fig. 2.7. Variación de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador de calor con vapor.

La diferencia de temperatura entre los fluidos a la entrada y salida del intercambiador se denomina acercamiento, definido como:

$$\Delta T_1 = T_c - T_{fa} \qquad \Delta T_2 = T_c - T_{fb} \qquad (2-42)$$

Transferencia de calor sin cambio de fase

El intercambio de calor entre dos fluidos sin cambio de fase se puede realizar de dos formas:

a) *Flujo en contracorriente*: El fluido frío entra por un extremo del intercambiador y el fluido caliente entra por el otro circulando en sentido contrario. La variación de temperatura de los fluidos a lo largo del intercambiador se representa en la Fig. 2.8-a. Los acercamientos correspondientes son:

$$\Delta T_1 = T_{cb} - T_{fa} \qquad \Delta T_2 = T_{ca} - T_{fb} \qquad (2-43)$$

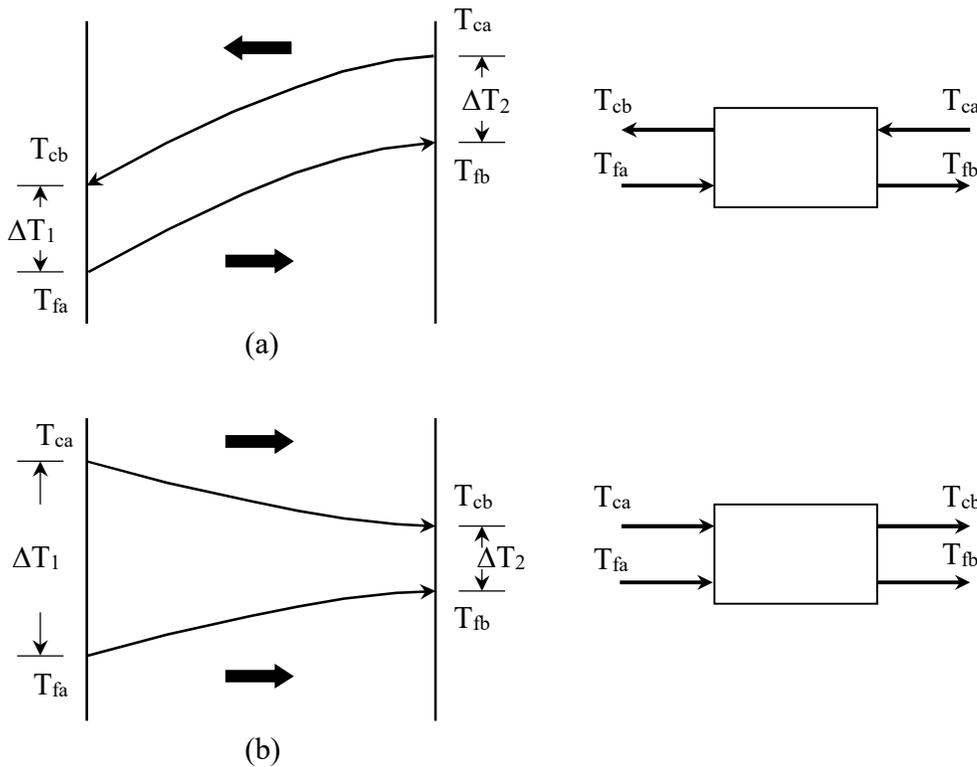


Fig. 2.8. Variación de la temperatura de los fluidos a lo largo de un intercambiador sin cambio de fase.

b) *Flujo en paralelo o co-corriente*. El fluido frío y el caliente entran por el mismo extremo del intercambiador y circulan en el mismo sentido. Las variaciones de temperatura de los fluidos a lo largo del intercambiador se representan en la Fig. 2.8-b. Los acercamientos son:

$$\Delta T_1 = T_{ca} - T_{fa} \qquad \Delta T_2 = T_{cb} - T_{fb} \qquad (2-44)$$

El flujo en paralelo se utiliza muy poco pues no es posible conseguir que la temperatura de salida de un fluido se aproxime a la de entrada del otro. Este tipo de flujo se utiliza solamente cuando es necesario limitar la temperatura máxima de salida del fluido que se calienta.

Como la temperatura de los fluidos que se calientan y enfrían en un intercambiador de calor varía a lo largo del equipo, la diferencia de temperatura entre ellos también varía. Para utilizar las ecuaciones de flujo de calor indicadas en las secciones anteriores, se debe utilizar una diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_L) definida como:

$$\Delta T_L = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \qquad (2-45)$$

y por lo tanto:

$$q = U_o A_o \Delta T_L = U_i A_i \Delta T_L \qquad (2-46)$$

Ejemplo 2.8

Se desea enfriar 50 kg/h de un alimento líquido desde 80 °C hasta 20 °C, en un intercambiador de calor de doble tubo que utiliza agua de enfriamiento en flujo en contracorriente; entrando a 10 °C y saliendo a 17 °C. Si el coeficiente global de transferencia de calor basado en el área interna es igual a 568 W/m².K y la capacidad calorífica del alimento es 3,187 J/kgK, calcular: a) la cantidad de agua de enfriamiento que se requiere, b) el área de transferencia de calor del intercambiador.

Solución:

a) La cantidad de agua de enfriamiento se puede determinar mediante un simple balance de calor, para un sistema en el cual no hay transferencia de masa. $C_{p(AGUA)} = 4,186 \text{ kJ/kg.K}$. $1 \text{ } ^\circ\text{C} = 1 \text{ K}$.

$$q_{\text{GANADO}} = q_{\text{PERDIDO}}$$

$$m_{(AGUA)} C_{p(AGUA)} \Delta T_{(AGUA)} = m_{(ALIMENTO)} C_{p(ALIMENTO)} \Delta T_{(ALIMENTO)}$$

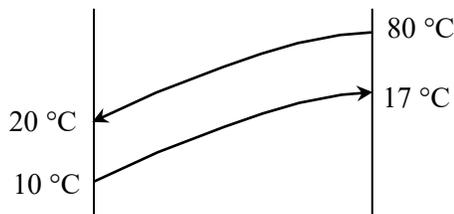
$$m_{(AGUA)} (4,186 \text{ kJ/kg.K})(17 - 10)\text{K} = (50)\text{kg/h}(3,187 \text{ kJ/kg.K})(80 - 20)\text{K}$$

$$m_{(AGUA)} = 326,29 \text{ kg/h.}$$

b) El A_i de transferencia de calor del intercambiador se determina con la ecuación (2-46) y (2-45):

$$q = U_i A_i \Delta T_L = q_{\text{GANADO}} = q_{\text{PERDIDO}}$$

$$\Delta T_L = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{63 - 10}{\ln\left(\frac{63}{10}\right)} = 28,80 \text{ } ^\circ\text{C}$$



$$\Delta T_1 = 20 - 10 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 80 - 17 = 63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Luego:

$$q = U_i A_i \Delta T_L = q_{\text{PERDIDO}}$$

$$A_i = \frac{q_{\text{PERDIDO}}}{U_i \Delta T_L} = \frac{(50)(3,187)(80 - 20)(1000)}{(568)(28,8)(3600)} = 0,162 \text{ m}^2$$

Ejemplo 2.9

Se desea enfriar 7760 lb/h de leche desde 150 °F hasta 80 °F, en un intercambiador de calor de doble tubo que usa agua de enfriamiento en contracorriente, entrando a 65 °F y saliendo a 75 °F. Si la tubería interna del intercambiador es de acero de 1 pulg. de diámetro nominal, ¿Cuál será la longitud del tubo requerida? El coeficiente de transferencia de calor por convección de la leche es 1300 btu/h.pie².°F, el del agua 900 btu/h.pie².°F y la capacidad calorífica de la leche es 0,955 btu/lb.°F.

Solución:

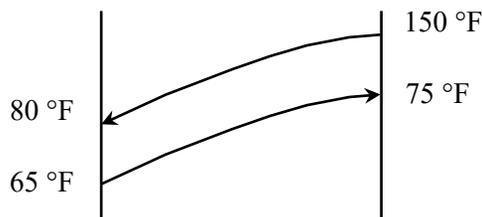
La longitud del intercambiador de doble tubo se puede calcular si se conoce el área de transferencia de calor. Dado que ese conoce el diámetro del tubo interno, el área de transferencia se estima mediante la relación (2-46):

$$q = U_i A_i \Delta T_L$$

donde:

$$q = q_{\text{GANADO}} = q_{\text{PERDIDO}} = m_{(\text{LECHE})} C_{p(\text{LECHE})} \Delta T_{(\text{LECHE})}$$

$$q = (7760 \text{ lb/h})(0,955 \text{ btu/lb.°F})(150 - 80)^\circ\text{F} = 518756 \text{ btu/h.}$$



$$\Delta T_1 = 80 - 65 = 15 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_2 = 150 - 75 = 75 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_L = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{75 - 15}{\ln\left(\frac{75}{15}\right)} = 37,28 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{D_i}{h_o D_o} + \frac{X D_i}{K \bar{D}_L} + \frac{1}{h_i}$$

Del Apéndice E (Tabla E.12): $D_i = 0,902$ pulg. $D_o = 1,00$ pulg. y de la Tabla D.2:
 $K_{\text{ACERO } 304 \text{ a } 100 \text{ } ^\circ\text{C}} = 16,3 \text{ W/m.K (9,4 btu/h.pie.}^\circ\text{F)}$.

$$\bar{D}_L = \frac{D_o - D_i}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} = \frac{1,00 - 0,902}{\ln\left(\frac{1,00}{0,902}\right)} = 0,95 \text{ pulg}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{(0,902)}{(900)(1,00)} + \frac{(0,049/12)(0,902)}{(9,4)(0,95)} + \frac{1}{1300} = 0,002184$$

$$U_i = 457,90 \text{ btu/h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Despejando A_i de la ecuación $q = U_i A_i \Delta T_L$ resulta:

$$A_i = \frac{q}{U_i \Delta T_L} = \frac{518756 \text{ btu/h}}{(457,90 \text{ btu/h.pie}^2 \cdot ^\circ\text{F})(37,28 \text{ } ^\circ\text{F})} = 30,40 \text{ pie}^2$$

$$\text{y como } A_i = \pi D_i L \quad \Rightarrow \quad L = \frac{30,40 \text{ pie}^2}{\pi(0,902/12)} = 128,74 \text{ pies.}$$

B. Compactos. Son intercambiadores diseñados para lograr un gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. La razón entre el área superficial de transferencia de calor y su volumen es la densidad de área b . Un intercambiador con $b > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ se clasifica como compacto. Ejemplos de intercambiadores de calor compactos son los radiadores de automóviles, los intercambiadores de calor de cerámica de vidrio de las turbinas de gas, el regenerador del motor Stirling y el pulmón humano.

En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse en direcciones ortogonales entre sí. Esta configuración de flujo recibe el nombre de flujo cruzado. El flujo cruzado se clasifica a su vez en mezclado (uno de los fluidos fluye libremente en dirección ortogonal al otro sin restricciones) y no mezclado (se disponen una placa para guiar el flujo de uno de los fluidos). En la figura siguiente se muestran esquemas de ambos tipos de flujo:

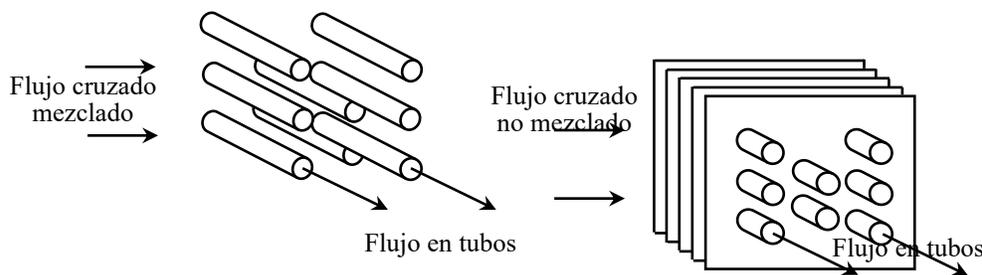


Fig. 2.9. Flujo cruzado mezclado y no mezclado en un intercambiador de tubo doble.

C. Casco y tubos. Es el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales. Este tipo de intercambiadores están compuestos por gran cantidad de tubos (a veces varios cientos) contenidos en un casco. Los tubos se disponen con sus ejes paralelos al eje del casco. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por el interior de los tubos mientras que el otro se mueve por fuera de éstos, por el casco. Este tipo de intercambiadores se clasifican por el número de pasos por el casco y por el número de pasos por los tubos. En la figura siguiente se muestran dos ejemplos:

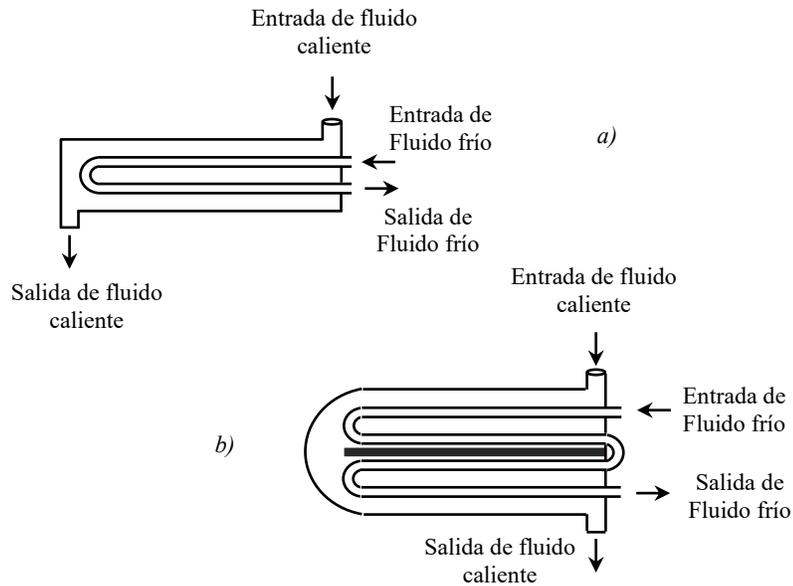


Fig. 2.10. a) Un paso por el casco – 2 pasos por los tubos. b) 2 pasos por el casco – a pasos por los tubos.

2.1.5. Problemas propuestos

2.1.5.1. Una mezcla reaccionante con un C_{p_m} de 2,85 kJ/kg.K fluye a una velocidad de 7260 kg/h y se debe enfriar desde 377,6 K hasta 344,3 K. Se dispone de agua de enfriamiento a 288,8 K con velocidad de flujo de 4536 kg/h. El valor general de U_o es 653 W/m².K.

a) Calcúlese la temperatura de salida del agua y el área A_o del intercambiador operando a contracorriente y b) Repítase para flujo en paralelo. Resp. a) $T_1 = 325,0 K$ $A_o = 5,42 m^2$ b) $A_o = 6,41 m^2$

2.1.5.2. Se desea calentar un flujo de agua de 13,85 kg/seg. desde 54,5 hasta 87,8 °C en un intercambiador de calor, por medio de un flujo a contracorriente de 54430 kg/h de gases calientes que entran a 427 °C ($C_{p_m} = 1,005$ kJ/kg.K). El valor general de U_o es 68,1 W/m².K. Calcúlense la temperatura de salida del gas y el área de transferencia de calor. Resp. $T = 299$ °C.

2.1.5.3. Una fórmula láctea se desea enlatar asépticamente a una velocidad de 5000 lb/h. La fórmula será calentada en un intercambiador hasta 300 °F para esterilizarla y luego será enfriada con agua en otro intercambiador en contracorriente, hasta 100 °F. El

intercambiador tiene un área de 25 pies² y se estima que opera con un coeficiente global de 400 Btu/h.pie².°F. Si el agua entra a 70 °F, calcular su flujo másico necesario. Suponga que la fórmula tiene un calor específico de 0,90 Btu/lb.°F.

- 2.1.5.4. Una corriente de jarabe de maíz a una velocidad de 75000 lb/h se desea calentar con vapor en un intercambiador de doble tubo, con 800 pies de tubería de ¾ pulg. de diámetro externo y 0,049 pulg. de espesor. Si el jarabe entra a 100 °F y la temperatura del vapor que condensa en el exterior es de 220 °F, hasta que temperatura podrá ser calentado? El jarabe tiene las siguientes propiedades: $C_p = 0,85$ Btu/lb.°F, $K = 0,85$ k_{AGUA}; gravedad específica = 1,3; $\mu = 10$ centipoise; $h = 1600$ Btu/h.pie².°F.
- 2.1.5.5. Se desea calentar pulpa de tomate desde 60 °F hasta 175 °F a una velocidad de 400 kg/h en un intercambiador que consiste en una tubería de acero inoxidable con una camisa. El calor lo suministra vapor que se condensa a 215 °F en la camisa. La temperatura interna de la pared no debe exceder los 200 °F en cualquier parte del equipo. Que diámetro de tubería se requerirá para satisfacer estas condiciones? Las propiedades de la pulpa son: $C_p = 0,95$ Btu/lb.°F, $\rho = 64$ lb/pies³; $K = 0,95$ k_{AGUA}; $\mu = 5\mu_{AGUA}$. El h del vapor es de 1500 Btu/h.pie².°F.
- 2.1.5.6. Un aceite tiene un calor específico de 0,58 Btu/lb.°F y entra a un enfriador a 180 °C con una velocidad de 20000 kg/h. El enfriador es una unidad de contraflujo con agua como refrigerante, con área de transferencia de 300 pie². Si el agua entra a 20 °C, ¿cuál es la velocidad de flujo de ésta para que el aceite salga a 40 °C?
- 2.1.5.7. 600 lb/h de un jugo de naranja de humedad 93% y a 40 °F se desean pasteurizar en forma continua pasándolo por un intercambiador de doble tubo, de acero inoxidable, en contracorriente con vapor que condensa a 300 °F en la región anular. Calcular la longitud que debe tener el intercambiador para lograr que la temperatura promedio del jugo a la salida sea de 158 °F, sabiendo que el tubo interno tiene ½ pulg. de diámetro y que el coeficiente global de transferencia es de 296 Btu/h.pie².°F.

2.1.6. Transferencia de calor por radiación

Este mecanismo consiste en una transferencia de energía de un cuerpo caliente a otro más frío mediante ondas electromagnéticas. Para el caso de los alimentos este mecanismo es importante en las operaciones de horneado por radiación térmica o microondas.

Leyes de la radiación

Cuando un cuerpo produce ondas electromagnéticas lo hace generalmente emitiendo un amplio espectro que depende de lo "caliente" que se halle. Un buen ejemplo es una placa de hierro que se coloca en un extremo de un mechero.

En la figura 2.11 se muestra que el tipo de color emitido por la placa varía según su temperatura. En realidad no se requiere incandescencia para que se presente radiación; todos los cuerpos con temperaturas superiores al cero absoluto radian.

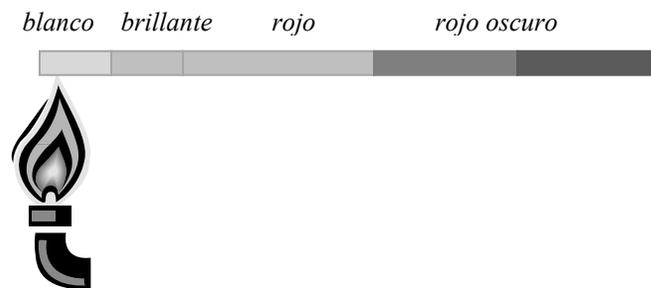


Fig. 2.11. Placa de hierro incandescente.

En un sistema cerrado los cuerpos intercambian energía por radiación hasta que su temperatura se iguale. El tipo de superficie de un cuerpo es importante en este intercambio. Como todo material, cuando un alimento es expuesto a ondas, parte de ellas se absorben y transforman en calor, otra parte se refleja y otra parte se transmite a través de él:

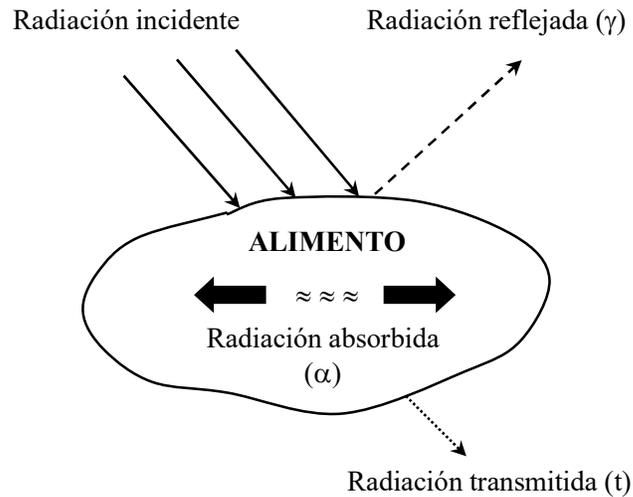


Fig. 2.12. Desdoblamiento de la energía electromagnética incidente en un alimento.

Si se iguala a 1 la energía que incide en la muestra, se cumplirá que:

$$\alpha + \gamma + t = 1 = \text{absorbancia} + \text{reflectancia} + \text{transmitancia} \quad (2-47)$$

En alimentos prácticamente no existe la transmitancia (a menos que sean muy delgados), y,

$$\alpha + \gamma \approx 1 \quad (2-48)$$

La absorbancia de un alimento depende de su naturaleza química, color y estado de su superficie, además de las características del emisor (la discriminación de las ondas electromagnéticas que emite, o distribución espectral de su radiación). Mientras más agua contenga, mejor absorbente es; otros constituyentes que absorben energía en los alimentos son las proteínas, los azúcares y los lípidos.

Todos los cuerpos también emiten energía. A una misma temperatura, y en equilibrio con los alrededores, el valor de la *emisividad* y la *absorbancia* de un cuerpo son los mismos:

$$\alpha = \varepsilon \quad (2-49)$$

Un **cuerpo negro** se define como aquel que absorbe toda la energía que recibe ($\alpha = 1$). Para un cuerpo negro se tendrá una emisividad de uno ($\varepsilon = 1$). La potencia emitida por él está dada por:

$$q = \sigma AT^4 \quad (2-50)$$

Todos los cuerpos reales, incluidos por supuesto los alimentos, tienen emisividades menores que 1 (cuerpos grises). Para ellos se tiene:

$$q = \sigma \varepsilon AT^4 \quad (2-51)$$

En ambas expresiones A es el área en m^2 , σ es una constante igual a la constante de Stefan-Boltzmann = $5,73 \times 10^{-8} \text{ J/m}^2 \cdot \text{seg} \cdot \text{K}^4$ y T es la temperatura del cuerpo negro en K.

2.2. PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN ESTADO INESTABLE

Hasta ahora se ha hecho referencia a situaciones en las que tanto la temperatura como el flujo de calor en todo punto eran constantes al transcurrir el tiempo.

Cuando un sólido de temperatura uniforme se sumerge en un fluido de temperatura diferente, aparece en él un perfil de temperatura variable en el tiempo; como se puede observar en la Fig. 2.113.

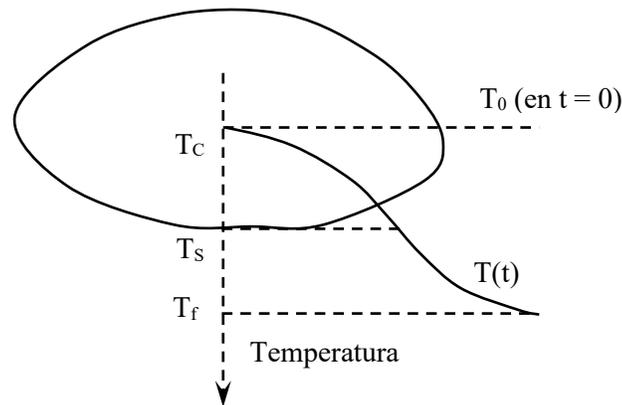


Fig. 2.13. Perfil de temperatura en un cuerpo sumergido en un medio frío.

La transferencia de calor desde el sólido hacia el fluido está dada por la ecuación (2-16):

$$Q = hA(T_s - T_f)$$

La evolución de la temperatura con el tiempo, T (posición, t), es la solución de la ecuación diferencial para tres dimensiones, que en coordenadas cartesianas es:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2-52)$$

donde α es la difusividad térmica del material, T la temperatura, t el tiempo.

La solución analítica de la ecuación (2-52) depende de la importancia relativa de las resistencias interna y externa al flujo de calor.

$$\frac{\text{Resistencia interna}}{\text{Resistencia externa}} = \frac{D/k}{1/h} = \frac{hD}{K} = Bi \quad (2-53)$$

donde K es la conductividad térmica del cuerpo y D una dimensión característica (el radio para una esfera). Esta relación, denominada Número de Biot, indica, para valores superiores a 100, una resistencia externa despreciable, mientras que, para valores menores de 0,1; una resistencia interna mínima. Un Bi entre 0,1 y 100 implica órdenes de magnitud semejantes para ambas resistencias.

2.2.1. Resistencia interna-conductiva a la transferencia de calor despreciable ($Bi < 0,1$)

La situación de resistencia interna mínima aparece cuando se calientan o enfrían materiales de alta conductividad térmica como los metales en fluidos bien agitados. En este caso el balance térmico en un diferencial de tiempo es:

$$hA(T_A - T) = \rho VC_p \frac{dT}{dt} \quad (2-54)$$

Que se resuelve:

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \frac{T_A - T}{T_A - T_0} = \exp(-hA / \rho C_p t) \quad (2-55)$$

En las ecuaciones (2-54) y (2-55), T_0 es la temperatura inicial del cuerpo sumergido en el fluido, T es la temperatura del cuerpo en el tiempo t (que no depende de la coordenada espacial pues en un cuerpo de alta conductividad térmica todos sus puntos estarán a una misma temperatura en un tiempo dado), r la densidad, V el volumen y C_p el calor específico medio del cuerpo.

Ejemplo 2.10

Calcular la temperatura de un jugo de tomate (densidad 980 kg/m^3) que se calienta en una marmita semiesférica luego de cinco minutos de calentamiento, si su temperatura inicial fue de $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

La temperatura de la superficie de la marmita es 90 °C, el radio 0,5 m y el coeficiente convectivo 5000 W/m².°C. El calor específico del jugo de tomate puede considerarse constante durante el calentamiento e igual a 3,95 kJ/kg.°C.

Solución:

$$A = 2\pi R^2 = (2)\pi(0,5 \text{ m})^2 = 1,57 \text{ m}^2$$

$$V = (2/3)\pi R^3 = (2/3)\pi(0,5 \text{ m})^3 = 0,262 \text{ m}^3$$

Aplicando la ecuación (2-55)

$$\frac{90 \text{ °C} - T}{90 \text{ °C} - 20 \text{ °C}} = \exp\left[\frac{(-5000)(1,57)}{(980)(3950)(0,262)}\right] 300 = 83,3 \text{ °C}$$

2.2.2. Resistencia convectiva superficial despreciable ($Bi > 100$)

Para una placa infinita:

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\beta_n} (-1)^{n+1} \cos\left(\frac{\beta_n r}{D}\right) \exp\left(-\beta_n^2 \frac{\alpha t}{D^2}\right) \quad (2-56)$$

donde D es el semiespesor de la placa y r es la distancia de un punto medida desde el eje central.

$$\beta_n = (2n - 1)(\pi/2)$$

Para un cilindro infinito:

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\beta_n J_1(\beta_n)} J_0\left(\frac{\beta_n r}{D}\right) \exp\left(-\beta_n^2 \frac{\alpha t}{D^2}\right) \quad (2-57)$$

donde D es el radio del cilindro y r es la distancia de un punto medida desde el eje central

$$J_0(\beta_n) = 0 \quad (2-58)$$

Para una esfera:

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \sum_{n=1}^{\infty} 2(-1)^{n+1} \left(\frac{\beta_n r}{D} \right) \text{sen} \left(\frac{\beta_n r}{D} \right) \exp \left(-\beta_n^2 \frac{\alpha t}{D^2} \right) \quad (2-59)$$

donde D = radio de la esfera y r = la distancia de un punto medida desde su centro.

$$\beta_n = n\pi \quad (2-60)$$

2.2.3. Resistencias convectiva y conductivas finitas ($0,1 < Bi < 100$)

Para una placa infinita:

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\text{sen}(\beta_n)}{\beta_n + \text{sen}\beta_n \cos\beta_n} \cos \left(\frac{\beta_n r}{D} \right) \exp \left(-\beta_n^2 \frac{\alpha t}{D^2} \right) \quad (2-61)$$

β_n es la raíz de la ecuación:

$$\beta_n \text{tang}\beta_n = hD/k \quad (2-62)$$

En casos prácticos que cumplan que $F_0 \geq 2$ puede simplificarse la expresión anterior tomando sólo el primer término de la sumatoria (aproximación de primer término). Su resultado es:

$$\theta = A_1 B_1 C_1 \quad (2-63)$$

con:

$$A_1 = \frac{2\text{sen}(\beta_1)}{\beta_1 + \text{sen}\beta_1 \cos\beta_1} \quad (2-63a)$$

$$B_1 = \exp\left(-\beta_1^2 \frac{\alpha t}{D^2}\right) \quad (2-63b)$$

$$C_1 = \cos\left(\frac{\beta_1 r}{D}\right) \quad (2-63c)$$

Cuando se trata del centro térmico de la placa $C_1 = 1$

Para un cilindro infinito:

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2(\text{sen}\beta_n - \beta_n \cos\beta_n)}{\beta_n - \text{sen}\beta_n \cos\beta_n} J_0\left(\frac{\beta_n r}{D}\right) \exp\left(-\beta_n^2 \frac{\alpha t}{D^2}\right) \quad (2-64)$$

donde D es el radio del cilindro y r es la distancia de un punto medida desde el eje central

$$J_0(\beta_n) = 0 \quad (2-65)$$

Para una esfera:

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\text{sen}\beta_n - \beta_n \cos\beta_n}{\beta_n - \text{sen}\beta_n \cos\beta_n} \left(\frac{\beta_n r}{D}\right) \exp\left(-\beta_n^2 \frac{\alpha t}{D^2}\right) \quad (2-66)$$

β_n es la raíz de la ecuación:

$$\beta_n \cotang(\beta_n) = 1 - hD/k \quad (2-67)$$

La ecuación (2-62), para el centro de la esfera se puede expresar como:

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{2B_i\beta_n}{(\beta_n^1 + B_i^1 - B_i)\text{Sen}\beta_n} \exp(-\beta_n^1 F_0) \right) \quad (2-68)$$

Donde: $F_0 = \frac{\alpha t}{D^2}$ = Número de Fourier, $\theta = \frac{T_C - T_A}{T_0 - T_A}$ y β_n la raíz de la ecuación

$$\beta_n \cotang(\beta_n) = 1 - B_i$$

La forma de solucionar analíticamente la ecuación (2-52) que da lugar a las ecuaciones mostradas, se pueden consultar en Kakac y Yener (1993), Bayazitoglu y Ozisik (1988) entre otros.

Ejemplo 2.11

Una placa de concentrado espumado de café de 30 mm de espesor (conductividad térmica 0,75 W/m K, calor específico 1600 J/kg K, y densidad 250 kg/m³) está a una temperatura inicial de -2 °C. La placa se coloca en un congelador de banda que opera a una temperatura media de -40 °C. Calcular el tiempo para que la temperatura del centro de la placa llegue a -35 °C, si el coeficiente de transferencia de calor es de 80 W/m²K. Asuma que no hay variación de las propiedades termofísicas con la temperatura.

Solución:

$$B_i = hD/k = (80)(0,015)/(0,75) = 1,6$$

$$\alpha = k/\rho C_p = (0,75)/(250)(1600) = 1,875 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg.}$$

$$\theta = \frac{T - T_A}{T_0 - T_A} = \frac{(-35) - (-40)}{(-2) - (-40)} = 0,132$$

La ecuación (2-62): $\beta_n \tan \beta_n = hD/k = 1,6$; resuelta por tanteo y error o usando un software apropiado para esta ecuación trascendente da como solución para la aproximación con el primer término ($n = 1$):

$$\beta_1 = 1,01$$

Aplicando las ecuaciones (2-63), (2-63a), (2-63b) y (2-63c):

$$\theta = A_1 B_1 C_1 = 0,132$$

$$A_1 = \frac{2\text{sen}(\beta_1)}{\beta_1 + \text{sen}\beta_1 \cos\beta_1} = \frac{2\text{sen}(1,01)}{1,01 + \text{sen}(1,01)\cos(1,01)} = 1,168$$

$$B_1 = \exp\left(-\beta_1^2 \frac{\alpha t}{D^2}\right) = \exp\left((1,01)^2 \frac{1,875 \times 10^{-6} t}{(0,015)^2}\right) = \exp(-0,0085 t)$$

$$C_1 = \cos\left(\frac{\beta_1 r}{D}\right) = \cos\left(\frac{(1,01)(0)}{0,015}\right) = 1$$

$$0,132/1,168 = \exp(-0,0085 t) \Rightarrow -2,180 = -0,0085 t$$

$$t = 256,5 \text{ seg.} = 4,28 \text{ minutos.}$$

Para alcanzar mayor comprensión en el estudio de la transferencia de calor en estado inestable, así como sus implicaciones en los tratamientos térmicos aplicados a los alimentos, es necesario consultar textos especializados sobre el tema de los autores Singh (2010), Geankoplis (2000), Singh y Heldman (2000), Heldman (1981), Toledo (1980), y otros.

2.3. Aplicación de calor a los alimentos

2.3.1. Cocinado

El objetivo del cocinado es hacer más palatable el alimento. Puede hacerse con calor seco (Temperaturas mayores a 100 °C) como en el horneado y el tostado; con calor húmedo o al vapor y mediante aceites calientes o freidura.

Se considera un método de preservación ya que los alimentos cocidos y no recontaminados duran más que los crudos pues al cocinar se reducen los microorganismos y se inactivan las enzimas, se reducen además las toxinas, se aumenta la digestibilidad del alimento, y se alcanzan texturas, colores y sabores deseables (Orrego, 2003).

2.3.2. Escaldado

Es un tratamiento térmico entre 95 y 199 °C que dura varios minutos, y se aplica a sistemas tisulares como etapa previa a otras operaciones como la congelación, enlatado, liofilización o secado. Previa a la congelación se busca la destrucción de enzimas que afectan el color, sabor y contenido vitamínico. Hay dos enzimas ampliamente distribuidas en diversas plantas que son resistentes al calor: la peroxidasa y la catalasa. La medida de su ausencia de actividad se usa normalmente como indicador de la efectividad del escaldado.

El escaldado puede hacerse con agua, vapor, aire caliente o microondas. Para frutas se usan a veces salmueras con sales de calcio que les proporcionan mayor dureza por la formación de pectatos de calcio.

En la liofilización se acostumbra escaldar previamente el alimento para que, además de la inactivación enzimática y reducción de la carga microbiana, se facilite la rehidratación. Antes de enlatar se escalda para remover gases (especialmente oxígeno disuelto), inactivar enzimas, y limpiar y aumentar la temperatura de los tejidos.

Los inconvenientes que ocasiona el escaldado son los altos consumos de vapor (1 ton/ton de producto cuando se usa agua y entre 0,2 y 0,3 ton vapor/ton de producto), lo que implica un gran consumo energético (en algunos casos puede representar hasta el 40% del costo de la energía en un proceso), pérdida de material soluble de importancia nutricional como proteínas, azúcares, minerales y vitaminas. Finalmente, esta operación puede ser una fuente de polución por la generación de aguas residuales y olores (Orrego, 2003).

Valores de tiempo de escaldado para vegetales están determinados y se encuentran disponibles en la literatura especializada. Algunos valores de tiempo de escaldado se muestran Tabla 2-3.

Tabla 2-3. Tiempos de escaldado de algunos vegetales antes de congelación.

Producto	Tiempo de escaldado (min) con agua a 100 °C
Alcachofas	7
Arvejas	1 – 4 (según tamaño)
Berenjena	4
Brócoli (cabeza)	3
Coliflor (flores)	3
Espárragos	2 – 4 (según tamaño)
Espinacas	1,5
Judías	1 – 1,5
Maíz y brócoli	2
Repollo (picado)	1,5
Tomates	1 – 2
Zanahorias (enteras)	4 – 5

INCAP (2004)

2.3.3. Pasterización

Es un tratamiento térmico que elimina parte de los microorganismos vegetativos de un alimento, permitiendo consecuentemente períodos mayores para su almacenamiento y manejo.

El tratamiento específico para pasteurizar un alimento particular depende de factores tales como: la resistencia térmica del microorganismo vegetativo o patógeno que se busque eliminar y de la sensibilidad del producto al calor. Para el caso de la leche se usan métodos de alta temperatura - corto tiempo (siglas HTST en inglés) a 72 °C (161 °F) por 15 minutos, o de baja temperatura-largo tiempo (LTLT) a 63 °C (145 °F) por 30 minutos.

Puesto que los microorganismos son menos resistentes en un medio ácido, se usan tratamientos térmicos más suaves para los alimentos de éste tipo, que son aquellos con pH < 4,5. Para los moderadamente ácidos, con pH entre 4,5 y 5,3; o los poco ácidos, de pH > 5,3 se usan regímenes más severos de exposición al calor.

Otras circunstancias importantes de tener en cuenta son la menor actividad de agua del alimento que incrementa la termo-resistencia de levaduras y bacterias, mientras que la presencia de etanol y otros antisépticos la disminuye (Orrego, 2003).

2.3.4. Esterilización

Un producto estéril es aquel en donde no hay microorganismos viables; es decir, incapaces de reproducirse aún si se les propicia las condiciones óptimas para ello. Esterilizar un material es un proceso en el que se eliminan las esporas bacterianas; para el caso de un alimento se debe usar el término esterilidad comercial, pues esta condición difícilmente se alcanza para toda la microflora, más si debe lograrse para los microorganismos patógenos.

2.3.5. Velocidad de exterminio térmico de los microorganismos

Por un tratamiento térmico los microorganismos mueren con una velocidad de destrucción dada por:

$$\frac{dN}{dt} = -kN \quad (2-69)$$

para N , la población microbiana en una unidad de masa o volumen, y k una constante o velocidad de reacción, que depende del microorganismo y su medio externo.

SI N es la población inicial de microorganismos en el tiempo $t = 0$, la integración de la expresión (2-69) muestra:

$$\int_{N_0}^N \frac{dN}{N} = -k \int_0^t dt \quad \Rightarrow \quad \ln N - \ln N_0 = -kt$$

que también puede expresarse de la siguiente forma:

$$\log N - \log N_0 = -\frac{kt}{2,303} = \log \frac{N}{N_0} \quad (2-70)$$

Esta última expresión es la ecuación de una línea recta, donde $y = \log N$; $y_0 = \log N_0$ y $m = \text{pendiente} = -k/2,303$. Gráficamente, para una temperatura T :

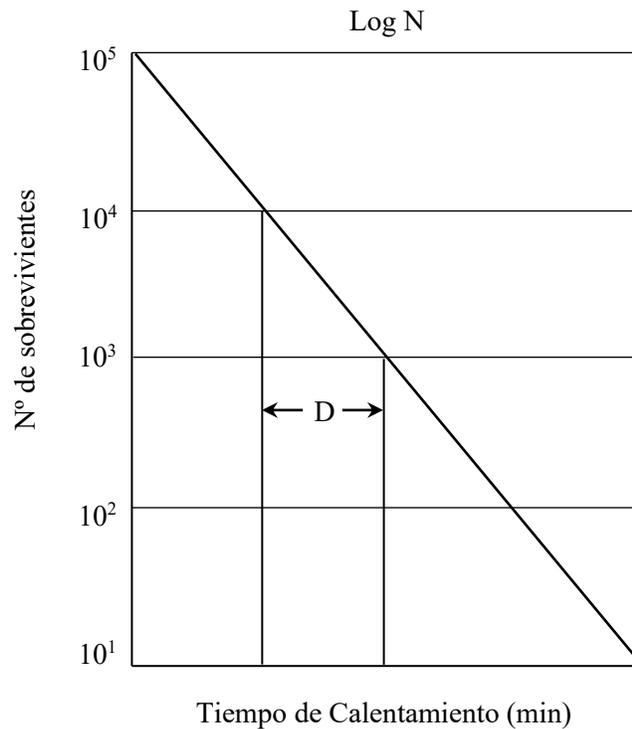


Fig. 2.14. Población microbiana en el tiempo para una temperatura T , también llamada curva de inactivación o de supervivencia (Adaptado de Orrego, 2003).

Si se denomina D al tiempo (min) para que la población original se reduzca a un décimo ($N = N_0/10$):

$$\log N - \log N_0 = -\frac{kt}{2,303} = -\frac{kD}{2,303} = \log \frac{N}{N_0} = \log \frac{N_0/10}{N_0} = \log(1/10) = -1$$

$$\frac{kD}{2,303} = -1 \quad \Rightarrow \quad D = \frac{2,303}{k} \quad (2-71)$$

Expresando la variación de la población en términos del tiempo de reducción decimal D :

$$D \log \frac{N}{N_0} = -t \quad \text{ó} \quad N = N_0 10^{-\frac{t}{D}} \quad (2-72)$$

D es el tiempo entre dos ciclos de la Fig. 2.14. N/N_0 se conoce como probabilidad de deterioro y debe tener un valor menor que 1.

Ejemplo 2.12

Describir el decrecimiento de una población microbiana según la duración del tratamiento, si la población inicial en una masa o volumen dado es de 10^4 esporas.

Solución:

Expresando la duración en términos de múltiplos de D , se tiene:

Duración del tratamiento térmico (min)	0	D	2D	3D	4D	5D	6D
Número de esporas	10^4	10^3	10^2	10^1	10^0	10^{-1}	10^{-1}

Los valores inferiores a 1 deben entenderse en términos probabilísticos. Así, si el número de esporas se refiere a las contenidas en una lata; el último valor, correspondiente a un tratamiento 6D significa que en 100 latas existe la probabilidad de encontrar una espora viable.

2.3.6. Valor de esterilización aceptable de un proceso

¿Cuál deberá ser el nivel seguro de concentración de microorganismos después de un tratamiento térmico en un alimento? Para los alimentos no ácidos (pH > 5,3) el criterio aceptado es el que utiliza como microorganismo indicador al *Clostridium Botulinum*, que deberá ser reducida su población inicial por el calor hasta 10^{12} veces. Según el modelo del ejemplo 2.1-12, esto corresponde a un tiempo igual a 12D. Algunos autores llaman a este valor tiempo de muerte térmica (TMT), otros lo denominan el valor F de cierta temperatura.

$$F_T = nD_T \quad (2-73)$$

N es el número de reducciones decimales requeridas para la muerte térmica de una población particular a una temperatura dada. Reemplazando F (que es un valor de tiempo) en la ecuación (2-72) se llega a

$$10^n = N_0/N \quad \text{ó} \quad n = \log(N_0/N) \quad (2-74)$$

La efectividad del concepto 12D dependería de la población microbiana original en el alimento. Por ello se debe entender que la meta es, para el caso de alimentos de baja acidez, alcanzar una probabilidad de supervivencia de 10^{-12} .

2.3.7. Determinación de valores de D usando la técnica de esterilización parcial

Esta técnica, propuesta por Stumbo (1973) permite la determinación de valores de D utilizando información de población sobreviviente a dos tiempos de calentamiento. La muestra demora un tiempo para alcanzar la temperatura de prueba. Medido el tiempo de demora en el ensayo de interés, deben usarse tiempos de exposición superiores. Si t_1 y t_2 son los tiempos de calentamiento, y N_1 y N_2 son las poblaciones finales de supervivientes, el valor de D se halla según:

$$D = -\frac{t_2 - t_1}{\log(N_1) - \log(N_2)} \quad (2-75)$$

2.3.8. Dependencia de la temperatura y valor z

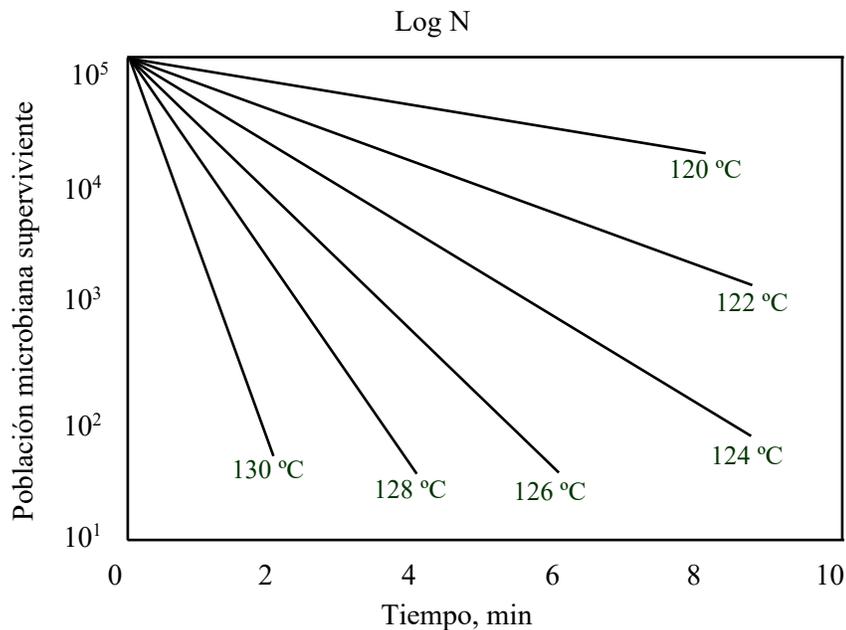


Fig. 2.15. Reducción decimal para diferentes temperaturas (Adaptado de Orrego, 2003).

Hasta ahora se ha considerado solamente lo que pasa a una temperatura T. Si se estudia lo que sucede a otra temperatura diferente T_1 , inicialmente debe conocerse la dependencia de la velocidad de reacción k con la temperatura:

$$k = \alpha \exp (E_0/RT) \quad (2-76)$$

donde α es un factor constante (min^{-1}), E_0 es la energía de activación (Kcal/mol ó KJ/mol) R es la constante universal de los gases y T es la temperatura absoluta en K.

Se cumplirá entonces que:

$$\ln k_1 = \ln \alpha - E_0/RT_1 \quad \text{para la temperatura } T_1$$

$$\ln k = \ln \alpha - E_0/RT \quad \text{para la temperatura } T$$

Restando estas dos igualdades:

$$\ln \frac{k_1}{k} = -\frac{E_0}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T} \right), \text{ que en términos de logaritmo decimal es:}$$

$$\log \frac{k_1}{k} = -\frac{E_0}{2,303 R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T} \right)$$

En función de D quedaría:

$$\log \left(\frac{D}{D_1} \right) = -\frac{E_0}{2,303 R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T} \right) = -\frac{E_0}{2,303 T_1 T} (T - T_1)$$

$$z = -\frac{2,303 RT_1 T}{E_0} \quad (2-77)$$

$$\log \left(\frac{D}{D_1} \right) = \frac{(T_1 - T)}{z} \quad \text{ó} \quad D = D_1 10^{\frac{(T_1 - T)}{z}} \quad (2-78)$$

Para $D = D_1/10$, la igualdad anterior resulta en: $z = T - T_1$

El incremento de temperatura $T - T_1$ necesario para que el tiempo de reducción decimal se reduzca a la décima parte es el valor z (Fig. 2.16).

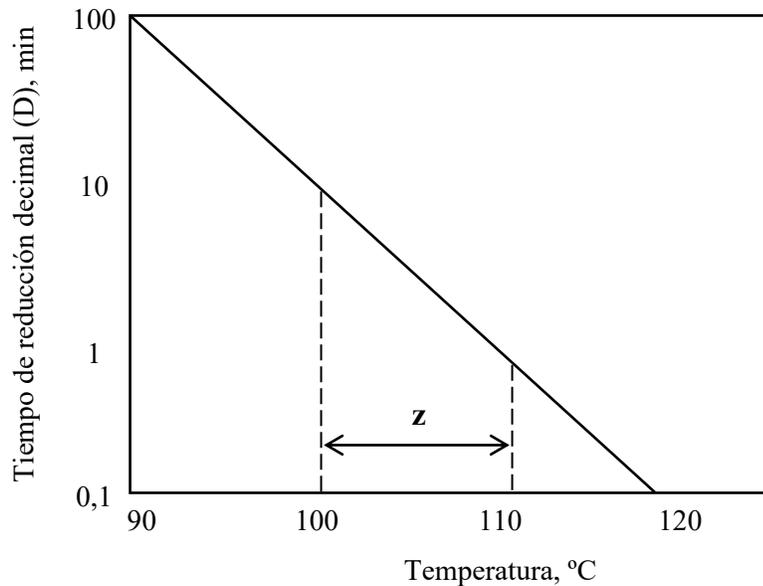


Fig. 2.16. Dependencia de D vs. temperatura T .

2.3.9. Cuantificación de los tratamientos térmicos

La práctica histórica ha definido ciertas "unidades" aceptadas internacionalmente como referencia para comparar distintos tratamientos térmicos. Para la esterilización de alimentos enlatados la unidad adoptada es:

Temperatura: $121,1\text{ }^{\circ}\text{C} = 250\text{ }^{\circ}\text{F}$

Tiempo, medido a esa temperatura en minutos = F_0

Para el caso de pasteurización de bebidas:

Temperatura: 60 °C; tiempo a 60 °C en minutos = F_0

El valor de F_0 corresponde al TMT del microorganismo patógeno que se vaya a eliminar a las temperaturas de 121,1 °C o 60 °C, según se trate de esterilización o pasteurización. Utilizando la expresión que relaciona D con los cambios de temperatura:

$$D = D_1 10^{\frac{T_1 - T}{z}}$$

Si T_1 es 121,1 °C en esterilización ó 60 °C en pasteurización queda:

$$t = \text{TMT}_{121,1^\circ\text{C}} 10^{\frac{(121,1-T)}{z}} = F_0 10^{\frac{(121,1-T)}{z}} \text{ en esterilización (}^\circ\text{C)} \quad (2-79a)$$

$$t = \text{TMT}_{250^\circ\text{F}} 10^{(250 - T)/z} = F_0 10^{(250 - T)/z} \text{ en esterilización (}^\circ\text{F)} \quad (2-79b)$$

$$t = \text{TMT}_{60^\circ\text{C}} 10^{\frac{(60-T)}{z}} = F_0 10^{\frac{(60-T)}{z}} \text{ en pasteurización} \quad (2-80)$$

De allí se puede encontrar el valor equivalente de cualquier tratamiento térmico ejecutado a una temperatura diferente a las de referencia:

$$F_0 = t[10]^{\frac{(T-121,1)}{z}} \text{ en esterilización (}^\circ\text{C)} \quad (2-81a)$$

$$F_0 = t[10]^{\frac{(T-250)}{z}} \text{ en esterilización (}^\circ\text{F)} \quad (2-81b)$$

$$F_0 = t[10]^{\frac{(T-60)}{z}} \text{ en pasteurización (}^\circ\text{C)} \quad (2-82)$$

Los efectos de procesos sucesivos a diferentes temperaturas son aditivos. Para considerar el efecto del proceso total se evalúan las diversas etapas, cada una en un período y temperatura determinados; los valores de F_0 de cada etapa se suman para obtener el valor total de F_0 .

BIBLIOGRAFÍA

Bayazitoglu Y. y Ozisik, M. N. (1988). Elementos de transferencia de calor. McGraw-Hill College, International Ed. Edición. USA.

Carslaw, H. S. y Jaeger, J. C. 1946. Conduction of heat in solids. 2° edition. Oxford University Press, London. Inglaterra.

Charm, S. E. 1971. The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Geankoplis, C. J. (2000). Proceso de Transporte y Operaciones Unitarias. Editorial Continental, S.A. México.

Heldman, D. R. 1981. Food process engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Heldman, D. R. y Singh, R. P. (2000). Introducción a la Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia.

Instituto de Nutrición de Centro América y Panamá (INCAP). (2004). Contenidos Actualizados de Nutrición y Alimentación (CADENA): Selección, preparación y conservación de alimentos. Modulo 2. Publicación INCAP, Panamá.

Kakac y Yener (1993). Heat Conduction. Third Edition. Taylor & Francis Inc. N. Y.

Kreith, F. 1973. Principles of heat transfer. 3° edition. Intext educational publishers. New York. USA.

Orrego, C. E. (2003). Procesamiento de Alimentos. Centro de publicaciones Universidad Nacional de Colombia.

Singh, R. P. y Heldman, D. R. (1997) Introduction to Food Engineering, 3rd. Edition, Academic, London.

Stumbo, C. R. 1973. Thermobacteriology in Food Processing. Academic Press Inc. N.Y.

Toledo, R. 1980. The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

CAPÍTULO III

Fundamentos de Termodinámica y Balance de Masa y Energía

3.1. Fundamentos de Termodinámica

Si se busca una definición sencilla de termodinámica se puede encontrar que la termodinámica es la rama de la física que estudia la energía, la transformación entre sus distintas manifestaciones, como el calor, y su capacidad para producir un trabajo. La termodinámica está íntimamente relacionada con la mecánica estadística, de la cual se pueden derivar numerosas relaciones termodinámicas. Es importante tener en mente que la termodinámica estudia los sistemas físicos a nivel macroscópico, mientras que la mecánica estadística suele hacer una descripción microscópica de los mismos.

Debe quedar claro que la termodinámica es una ciencia y, quizá la herramienta más importante en la ingeniería, ya que se encarga de describir los procesos que implican cambios en temperatura, la transformación de la energía, y las relaciones entre el calor y el trabajo.

La termodinámica es una ciencia factual que se encarga de estudiar hechos o acontecimientos auxiliándose de la observación y la experimentación por lo que tiene que apelar al examen de la evidencia empírica para comprobarlos. Así, la termodinámica puede ser vista como la generalización de una enorme cantidad de evidencia empírica.

3.1.1. Sistema y medio o entorno

Sistema es un conjunto de elementos con relaciones de interacción e interdependencia que le confieren entidad propia al formar un todo unificado.

Un sistema puede ser cualquier objeto, cualquier cantidad de materia, cualquier región del espacio, etc., seleccionado para estudiarlo y aislarlo (mentalmente) de todo lo demás. Así

todo lo que lo rodea es entonces el entorno o el medio donde se encuentra el sistema (Abbott y Vanness, 1991). El sistema y su entorno forman el universo, como se muestra en la Figura 3.1.

La envoltura imaginaria que encierra un sistema y lo separa de sus inmediaciones (entorno) se llama frontera del sistema y puede pensarse que tiene propiedades especiales que sirven para: a) aislar el sistema de su entorno o para b) permitir la interacción de un modo específico entre el sistema y su ambiente. Es muy importante definir la frontera del sistema como una superficie y no otro sistema, debe quedar claro que el espesor de una superficie es matemáticamente cero por lo que la frontera no puede contener materia u ocupar algún lugar en el espacio. El valor de una propiedad que es medida en el punto exacto de la frontera debe ser por tanto el valor del sistema así como del entorno, ya que después de todo el sistema y el entorno están en contacto en ese punto.

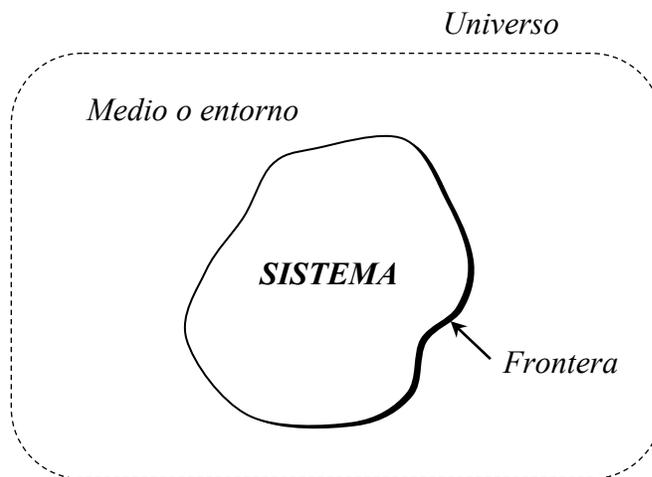


Fig. 3.1. Sistema, medio, frontera y universo.

Los sistemas termodinámicos se pueden clasificar como: aislados, cerrados y abiertos.

El sistema aislado es el sistema que no puede intercambiar materia ni energía con su entorno y este es un modelo imaginario cuya frontera o límite del sistema impide cualquier tipo de intercambio.

El sistema cerrado es el que sólo puede intercambiar energía con su entorno, pero no materia; es decir, aquel cuya frontera admite únicamente el intercambio de energía.

Sistema abierto que es el sistema que puede intercambiar materia y energía con su entorno.

Al trabajar con dispositivos tales como motores es a menudo útil definir el sistema dentro de un volumen identificable ya sea fijo o deformable, donde se presentan tanto flujo de entrada como flujo de salida. Esto se conoce como volumen de control.

Un sistema termodinámico es un sistema macroscópico, es decir, un sistema cuyo detalle de sus características microscópicas (comprendida la posición y la velocidad de las partículas en cada instante) es inaccesible y donde sólo son accesibles sus características estadísticas (Jaramillo, 2008).

Un sistema termodinámico es *homogéneo* cuando las propiedades que lo definen son las mismas en todas sus partes; y es *heterogéneo* cuando existen dos o más regiones denominadas *fases* que tienen diferentes propiedades y están separadas por superficies llamadas *interfases*.

3.1.2. Propiedades de un sistema

Son aquellos atributos físicos que se pueden percibir por los sentidos o por medio de métodos experimentales. Las propiedades son de dos clases:

- No medibles: como la estructura de la materia, clase de sustancias que componen un sistema y estados de agregación de sus partes.

- Medibles: como la presión, temperatura, volumen, densidad, y otros.

3.1.3. Tipos de Sistema

Con frecuencia se hace referencia a un sistema termodinámico mencionando una de las propiedades de éste que permanezca constante.

- a) Sistema isobárico: la presión permanece invariable.
- b) Sistema isocórico: el volumen siempre es igual.
- c) Sistema isotérmico: temperatura constante.
- d) Sistema adiabático: no hay intercambio de calor con los alrededores.

3.1.4. Estado y funciones de estado

El estado de un sistema se describe especificando los valores de todas las variables macroscópicas que lo definen, de tal forma que el sistema puede ser reproducido con toda precisión a partir de esta información.

Las funciones o *variables de estado* son las propiedades cuyos valores determinan el estado de un sistema y que cumplen con la propiedad de que cuando se altera el sistema, la variación que experimenta cualquier función de estado depende solamente del estado inicial y final; y no de forma en que se produce el cambio para llegar a dicho estado.

Las funciones tienen valores definidos para cada estado del sistema, y están relacionados entre sí mediante ecuaciones denominadas *ecuaciones de estado*; de tal forma que al fijar valores de algunas de ellas, quedan automáticamente fijadas las otras (ejemplo: P, T, V).

Las funciones de estado pueden ser:

a) *Variable o función intensiva*: es aquella cuyo valor para todo un sistema se puede determinar en cualquier punto de este, si el sistema es homogéneo (Ejemplo: Temperatura).

b) *Variable o función extensiva*: es aquella cuyo valor para un sistema se obtiene como la suma de los valores correspondientes a cada una de las partes en que se considera dividido el sistema (Ejemplo: Volumen).

3.1.5. Energía, Calor y Trabajo

3.1.5.1. Energía

Puede ser definida como la capacidad para realizar un trabajo. La energía total de un sistema esta constituida por diferentes formas de energía; así, el sistema puede tener energía cinética, potencial, calórica, eléctrica, nuclear, y otros. La energía se pone de manifiesto cuando se transfiere de un sistema a otro ó a los alrededores.

En los estudios termodinámicos no es de interés conocer la energía total de un sistema y, probablemente no sea posible determinarla ni aun para los casos más sencillos, pues tal tarea requeriría todas las posibles formas de energías que existen en los constituyentes del sistema. Lo que si es común en termodinámica es calcular diferencias entre la energía de estados diferentes cuando ocurre un proceso termodinámico.

La energía interna (E) es función de estado, y el valor de la diferencia de energía (ΔE) entre dos estados de un sistema no dependerá de la trayectoria que haya seguido éste.

3.1.5.2. Calor

En una forma de energía que requiere para su transferencia una diferencia de temperatura entre el sistema en consideración y el medio. Resulta claro entonces que, el calor y la temperatura describen dos cosas muy diferentes. La temperatura es una propiedad del sistema; el calor es la energía que un sistema transfiere a otro debido a una diferencia de

temperatura entre los sistemas. El calor se representa con la letra q y se considera positivo (+) al calor que se le suministra o adquiere un sistema, con lo cual la energía total aumenta. Se considerará negativo (-) para un sistema el calor que este desprenda o transfiera a otros sistemas.

3.1.5.3. Trabajo

Es la forma mediante la cual intercambian energía los sistemas mecánicos. El trabajo (W) al igual que el calor no es una entidad material, sino un método de transferencia de energía. El trabajo es entonces la energía transmitida por medio de una conexión mecánica entre un sistema y sus alrededores; mientras que el calor es la energía transmitida solamente a causa de una diferencia de temperatura entre el sistema y sus alrededores.

Cuando el trabajo es realizado por el sistema sobre los alrededores o sobre otros sistemas, se considera positivo; esto en razón a que es un trabajo potencialmente aprovechable. El trabajo realizado por los alrededores sobre el sistema se considera negativo. Obsérvese que la nominación de signos para el trabajo es opuesta a la del calor; sin embargo, se debe tener en cuenta que cuando un sistema realiza trabajo su energía disminuye, en cambio cuando se realiza trabajo sobre el sistema, su energía aumenta.

Una forma de trabajo muy común en termodinámica es aquel que realiza un sistema al incrementar su volumen contra una fuerza externa. Supóngase un sistema como el que se muestra en la Fig. 3.2.

El sistema esta constituido por un gas confinado en un recipiente cerrado por un pistón que se desplaza sin fricción. Supóngase que el gas contenido en el recipiente se expande contra la fuerza externa, con lo que se produce el desplazamiento del pistón desde la posición (a) hasta la (b); lo que es lo mismo, se produce un desplazamiento: $d = r_2 - r_1$.

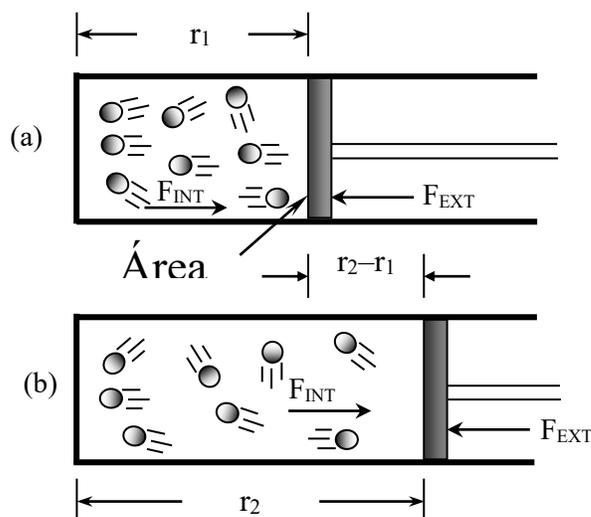


Fig. 3.2. Ilustración de la expansión de un gas contra una fuerza externa (F_{EXT})

El trabajo realizado por el sistema es:

$$W = (F_{EXT})(d) \quad (3-1)$$

Para hallar una expresión de trabajo en términos de presión y volumen, se multiplica y divide la expresión (1) por el área (A) del pistón:

$$W = F_{EXT} d(A/A)$$

Como $d(A) = \Delta V$; es decir, el cambio de volumen que experimenta el sistema y $F_{EXT}/A = P_{EXT}$, contra la cual se realiza la expansión. Si la presión es constante, se tiene:

$$W = P\Delta V \quad (3-2)$$

donde W es el trabajo expresado en unidades de Ergios, Joules o calorías.

3.1.6. Primer Principio de la Termodinámica o Ley de Conservación de la Energía

Fue establecido por Helmholtz en 1847, y se puede enunciar de la siguiente manera: “En cualquier proceso el cambio total de energía (ΔE) en el sistema es numéricamente igual al calor absorbido por dicho sistema menos el trabajo que este efectúa”; el cual puede resumirse mediante la expresión:

$$\Delta E = q - W \quad (3-3)$$

donde ΔE es la variación de la energía interna; q el calor absorbido por el sistema y W el trabajo realizado.

Al sustituir la ecuación (3-2) en la (3-3), se tiene:

$$\Delta E = q - P\Delta V \quad (\text{expansión/ compresión}) \quad (3-4)$$

3.1.6.1. Proceso a presión constante (Isobárico)

Los procesos más comunes se realizan en recipientes abiertos donde la presión es atmosférica, que esencialmente permanece constante. Para este tipo de proceso fue necesario establecer una nueva función termodinámica, que se denominó *Entalpía* o contenido calórico, simbolizándose con la letra H . La entalpía se define mediante la siguiente expresión:

$$H = E + PV \quad (3-5)$$

Cuando P es constante:

$$H = \Delta E + P\Delta V \quad (3-6)$$

Para el estudio de los procesos, lo que interesa son las diferencias de entalpía y energía, por cuanto la ecuación (3-6) puede describirse como:

$$\Delta H = \Delta E + P\Delta V \quad (3-7)$$

Si se sustituye en la ecuación (3-7) la expresión correspondiente a la primera ley de la termodinámica (3-3), se tiene:

$$\Delta H = q - W + P\Delta V \quad (3-8)$$

pero $W = P\Delta V$ (3-2), por lo que la ecuación (3-8) queda:

$$\Delta H = q_p = mC_p(T_2 - T_1) \quad (3-9)$$

3.1.6.2. Proceso a volumen constante (Isocórico)

Cuando en un sistema ocurre un proceso a volumen constante, $\Delta V = 0$; que sustituyéndolo en la ecuación (3-4), se tiene:

$$\Delta E = q - P\Delta V$$

$$\Delta E = q_v = mC_v(T_2 - T_1) \quad (3-10)$$

En la realización de procesos a volumen constante se emplean las *bombas calorimétricas*, mediante las cuales es posible determinar la cantidad de calor desprendido, y por lo tanto la variación de energía que experimenta el sistema.

3.1.6.3. Proceso a temperatura constante (Isotérmico)

En un proceso a temperatura constante se tiene que para un gas ideal tanto la energía interna como la entalpía son función de la temperatura, de manera que: $\Delta H = 0$. De la primera ley se obtiene:

$$\Delta E = q - W = 0 \rightarrow q = W = \int_1^2 P dV \quad (3-11)$$

$$P = \frac{mRT}{V} \text{ para un gas ideal} \quad (3-12)$$

Sustituyendo las expresiones (3-11) y (3-12) e integrando resulta:

$$Q = P_1 V_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (3-13)$$

3.1.6.3. Proceso adiabático

En un proceso adiabático $Q = 0$, y de la primera ley se queda:

$$\Delta E = q - W = 0 \rightarrow \Delta E = -W = 0$$

$$W = -\Delta E = mC_v(T_2 - T_1) \quad (3-14)$$

3.1.6.3. Capacidad calorífica

La variación de entalpía en un proceso isobárico depende de la temperatura, mediante la expresión:

$$\Delta H = m \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad (3-15)$$

donde m es la masa del sistema y C_p es la capacidad calorífica del sistema a una presión dada. Esta expresión es válida cuando no hay cambio de fase del sistema.

La capacidad calorífica a presión constante, se define como la cantidad de calor que se requiere para aumentar un grado la temperatura de una unidad de masa del material. Se expresa

indistintamente en cal/g.°C ó BTU/lb.°F cuando se trata de líquidos y sólidos, y en cal/mol g.°C ó BTU/lb mol.°F cuando se refiere a gases.

La capacidad calorífica de los alimentos (sólidos y líquidos), presenta poca variación con la temperatura y se puede considerar como constante dentro del margen de temperaturas usadas en los procesos. El calor o la variación de entalpía en un proceso es igual a:

$$\Delta H = m C_P (T_2 - T_1) \quad (3-16)$$

Existen varias Tablas de capacidades caloríficas para los alimentos a diferentes composiciones. También hay expresiones matemáticas que permiten calcular la capacidad calorífica de un alimento, de acuerdo con su naturaleza y composición. Algunas de estas expresiones matemáticas se reseñan en el Capítulo IV de este texto.

3.1.7. Calor sensible y calor latente

La transformación de un alimento mediante la aplicación o extracción de calor, puede llevar a una variación de la temperatura con o sin cambio de fase.

Si no hay cambio de fase, el calor del proceso se denomina *calor sensible*, y se calcula por:

$$Q = H_2 - H_1 = m C_P (T_2 - T_1) \quad (3-17)$$

Si hay cambio de fase, el calor del proceso se denomina *calor latente*, y se calcula por:

$$Q = m \lambda = m(H_2 - H_1) \quad (3-18)$$

siendo el cambio de fase a temperatura constante.

3.1.8. El agua y sus estados

Dado que el agua es uno de los principales componentes de los alimentos y que además se utiliza en la industria para procesos de calentamiento o enfriamiento, es conveniente analizar los diferentes estados en los cuales puede estar, y las propiedades térmicas correspondientes de mayor importancia.

En la Fig. 3.3 se presentan los tres estados de equilibrio del agua a diferentes presiones y temperatura.

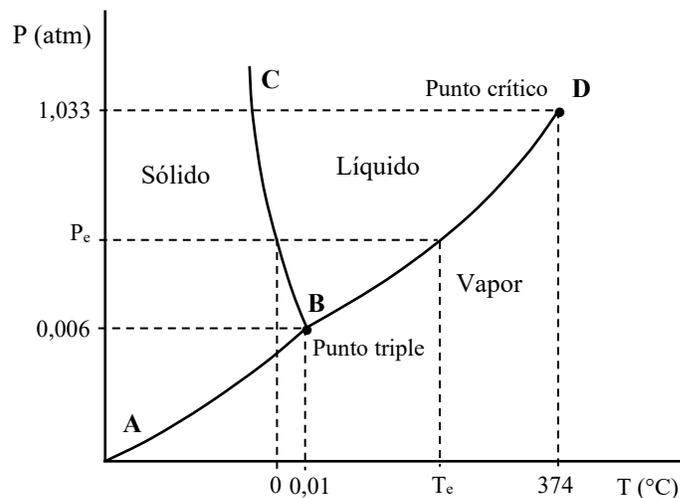


Fig. 3.3. Diagrama de equilibrio de fases para el agua a diferentes presiones y temperaturas.

La línea AB representa el equilibrio sólido-gas; la línea BC representa el equilibrio sólido-líquido y la línea BD representa el equilibrio líquido-gas; con lo cual se tiene que para una temperatura dada corresponde una presión, y viceversa. Si las condiciones de presión y temperatura difieren de los valores P_e y T_e se tiene el agua en un solo estado: agua líquida si para T_e la presión es mayor que P_e , o si para P_e la temperatura es menor de T_e ; agua gaseosa o vapor de agua si para T_e la presión es menor de P_e , o si para P_e la temperatura es mayor de T_e .

Agua a condiciones de P_e y T_e se te denomina líquido saturado o vapor saturado, según el estado en que se encuentra. Agua a condiciones diferentes a P_e y T_e se denomina líquido sub-enfriado o vapor sobre-calentado.

Si se desea determinar el estado en que se encuentra el agua, basta con comparar el valor de la presión con la presión de equilibrio que le correspondería a la temperatura a la cual se halla. Si es igual a P_e estará como líquido saturado o vapor saturado; si es mayor estará como líquido sub-enfriado; y si es menor estará como vapor sobrecalentado. Igualmente se puede hacer comparando la temperatura con T_e para una presión dada.

Cuando el vapor de agua está sometido a enfriamiento a una presión dada, llegará a una temperatura a la cual empezará a formar gotas de líquido (punto de rocío) y si se continua enfriando se tendrá una mezcla de vapor-líquido. Igualmente, si se calienta el agua líquido a una presión dada, llegará a una temperatura a la cual formará vapor (punto de ebullición) y si se continua calentando se tendrá una mezcla de líquido-vapor. La cantidad de vapor presente por unidad de masa, se denomina calidad del vapor.

$$\text{Calidad}(x) = \frac{\text{masa de vapor saturado}}{\text{masa de mezcla}} \quad (3-19)$$

3.1.9. Tablas de vapor

Las propiedades térmicas del agua son de gran utilidad en la industria y se encuentran en forma de tablas, denominadas **Tablas de Vapor**. En ellas se distinguen los estados líquido y vapor, además de las condiciones propias del agua; es decir, si es líquido saturado, vapor sobrecalentado, y otros. En las Tablas B.7, B.8, B.9 y B.10 del Apéndice B, se resumen datos de las propiedades termodinámicas del vapor (en los sistemas de unidades Inglés e Internacional), que servirán para la resolución de problemas (Geankoplis, 2000).

Para usar los Apéndices mencionados (Tablas de Vapor) es necesario recordar que:

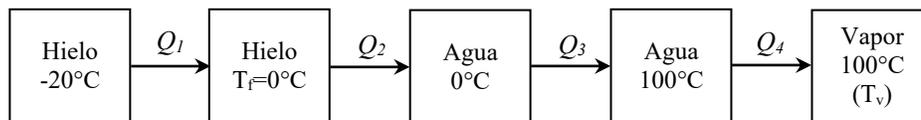
- Los valores de presión que aparecen corresponden a presión absoluta.
- Para vapor o líquido saturados basta especificar la presión o la temperatura de saturación, puesto que una es función de la otra.
- Es posible realizar interpolaciones entre los valores presentados.

Ejemplo 3.1

Determinar el calor total necesario para convertir 1,5 kg de hielo a $T_0 = -20^\circ\text{C}$ y 1 atm en vapor.

Solución:

Ejemplo clásico en el que se utilizan los conceptos de calor específico y calor latente. En el siguiente diagrama se muestran los calores requeridos para convertir el hielo en agua y posteriormente en vapor.



$$Q_1 = mC_{p(h)}(T_f - T_0)$$

$$C_{p(\text{hielo})} \text{ a } [0 - (-20)]^\circ\text{C} = 2,05 \text{ kJ/kg.K (Tabla B.6)}$$

$$Q_1 = (1,5 \text{ kg})(2,05 \text{ kJ/kg.K})[(0 - (-20))\text{K}] = 61,5 \text{ kJ}$$

$$Q_2 = m\lambda_f$$

$$\lambda_f \text{ (Calor latente de fusión)} = 79,724 \text{ cal/g (333,68 kJ/kg) (Tabla B.1)}$$

$$Q_2 = (1,5 \text{ kg})(333,68 \text{ kJ/kg}) = 500,53 \text{ kJ}$$

$$Q_3 = mC_{p(\text{agua})}(T_v - T_f)$$

$$C_{p(\text{agua})} \text{ a } (100 - 0)^\circ\text{C} = 4,2 \text{ kJ/kg.K (Tabla B.4)}$$

$$Q_3 = (1,5 \text{ kg})(4,2 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(100 - 0)\text{K} = 630 \text{ kJ}$$

$$Q_4 = m\lambda_v$$

$$\lambda_f (\text{Calor latente de vaporización}) = 2257,06 \text{ kJ/kg} \text{ (Tabla B.7)}$$

$$Q_4 = 1,5 \text{ kg}(2257,06 \text{ kJ/kg}) = 3385,60 \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{Total}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

$$Q_{\text{Total}} = 61,5 \text{ kJ} + 500,53 \text{ kJ} + 630 \text{ kJ} + 3385,60 \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{Total}} = 4577,63 \text{ kJ}$$

Ejemplo 3.2

¿Cuánto calor se liberará al enfriar vapor: a) de 250 °F y 29,82 psia. Hasta 240 °F y la misma presión, b) de 254 °F y 32 psia hasta 240 °F y la misma presión?

a) Como se trata de un proceso a presión constante,

$$Q_P = \Delta H = H_2 - H_1$$

Es necesario definir en que estado está el vapor inicial y en que estado estará el agua finalmente, para así hallar los valores de entalpía correspondientes.

De la Tabla B.8 del Apéndice B se observa que el vapor está saturado a 250 °F y 29,82 psia, y que al enfriarse pasa a líquido sub-enfriado; luego:

$$Q_P = H_{\text{líqu. a } 240 \text{ °F}} - H_{\text{vapor sat. a } 250 \text{ °F}}$$

$$Q_P = 208,44 - 1.164,2 = - 955,76 \text{ BTU/lb.}$$

b) Inicialmente, para este caso se tiene:

$$Q_P = \Delta H = H_2 - H_1$$

Como los valores de temperatura y presión no figuran en la Tabla B.8, se debe efectuar una interpelación sencilla.

T	P
250 °F _____	29,82 psia
254 °F _____	P
260 °F _____	35,42 psia

$$h = 32,06 \text{ psia}$$

Se encuentra que para 254 °F corresponde una presión de saturación de 32,06 psia, es decir, que el vapor está saturado inicialmente, y

$$Q_P = H_{\text{líqu. a } 240 \text{ °F}} - H_{\text{vapor sat. a } 254 \text{ °F}}$$

Para hallar el valor de la entalpía del vapor a 254 °F se realiza una interpolación sencilla, resultando $h = 1165,56$ psia.

Sustituyendo:

$$Q_P = 208,44 - 1165,2 = -956,9 \text{ BTU/lb.}$$

Ejemplo 3.3

¿Qué calor se requiere para llevar 200 lb de agua 70 hasta 370 °F y 17,0 psia?

El calor será: $Q = m\Delta H = m(H_2 - H_1)$

El agua está inicialmente en forma líquida a 70 °F, de las tablas de vapor de agua se encuentra que el estado final es vapor sobrecalentado, luego:

$$Q = m(H_{\text{VAPOR SOBRECALENTADO a } 370 \text{ °F y } 17,0 \text{ psia}} - H_{\text{LÍQUIDO a } 70 \text{ °F}})$$

Para hallar la entalpía del vapor sobrecalentado se usa la B.10 del Apéndice B. Como no se encuentran tabulados los valores de 370 °F y 17 psia, se debe realizar una interpolación doble:

$$\text{Para } T = 300 \text{ °F} \rightarrow h = 1191,5 \text{ btu/lb}$$

$$\text{Para } T = 400 \text{ °F} \rightarrow h = 1239,2 \text{ btu/lb}$$

$$T = 370 \text{ °F y } P = 17 \text{ psia, el valor interpolado es: } H_v = 1216,1 \text{ btu/lb}$$

$$Q = 200 \text{ lb}(1216,1 - 38,09) \text{ btu/lb} = 235602,0 \text{ btu}$$

3.1.10. Problemas propuestos

3.1.10.1. Por medio de las tablas de vapor (Apéndice B), determínese la variación de la entalpía de 1 lb de agua en los siguientes casos:

- Calentamiento de agua líquida de 40 °F a 240 °F y 30 lb/pulg²
- Calentamiento de agua líquida de 40 °F a 240 °F y vaporización a 240 °F y 24,97 lb/pulg².
- Enfriamiento y condensación de vapor saturado a 212 °F y 1 atm-absoluta a un líquido a 60 °F.
- Condensación de un vapor saturado a 212 °F y 1 atm-absoluta.
Resp. a) 200,42 btu/lb_m, b) 1152,70 btu/lb_m c) -1122,4 btu/lb_m d) -970,30 btu/lb_m

3.1.10.2. Un flujo de 1000 kg/h de agua a 21,1 °C se calienta a 110 °C con una presión total de 244,2 kPa en la primera etapa del proceso. En la segunda etapa a la misma presión se

calienta el agua aún más, hasta que se vaporiza a su punto de ebullición. Calcúlese las variaciones totales de entalpía en la primera y segunda etapas.

3.2. Entropía

La formulación matemática de la segunda ley, debida a Clausius (1865), introduce una nueva función de estado, **la entropía**, definida como

$$S_B = S_A + \int_A^B \frac{dq_{rev}}{T} \quad (3-20)$$

donde S_A es el valor (arbitrario) que se asigna a la entropía del estado de referencia A, T es la temperatura absoluta y dq_{rev} es el calor intercambiado en un proceso irreversible ideal.

Existe una propiedad llamada entropía S, la cual es una propiedad intrínseca de un sistema, funcionalmente relacionada con las coordenadas mensurables que caracterizan el sistema. Para un proceso reversible, los cambios en esta propiedad están dados por:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (3-21)$$

Esta expresión se denomina “relación termodinámica fundamental”. Es una relación muy importante y útil que puede escribirse de muchas maneras equivalentes, como la que vincula el primero y segundo principio:

$$TdS = \delta Q = dU - \delta W \quad (3-22)$$

Si el único parámetro externo de importancia es el volumen V del sistema, entonces el trabajo realizado sobre el mismo es $\delta W = -PdV$ si su presión media es P.

En este caso, la ecuación (3-18) se reduce a

$$TdS = dU + PdV \quad \text{o bien} \quad dS = \frac{dU + PdV}{T} \quad (3-23)$$

3.3. Segunda Ley de la Termodinámica

El cambio de entropía de cualquier sistema y su ambiente considerados como un todo, es positivo y se aproxima a cero para cualquier proceso que se aproxime a la reversibilidad. Todos los procesos naturales dan por resultado un incremento de la entropía total. La expresión matemática de la segunda ley es simplemente:

$$\Delta S_{\text{total}} \geq 0 \quad (3-24)$$

La segunda ley afirma que en un sistema aislado el paso desde un estado A a un estado B sólo es posible si $S_B \geq S_A$ y que es imposible en sentido contrario. En el caso que $S_B = S_A$ es posible pasar tanto de A a B como de B a A, y el proceso se denomina reversible.

Para ahondar en el conocimiento de la Termodinámica, es imprescindible consultar los textos especializados de los autores Wark (1991), Abbott y Vanness (1991), Cengel (2007), Sonntag (2006), Fernández (2009) y otros.

3.4. Las Operaciones Unitarias y su clasificación

En las industrias de procesos químicos y físicos, así como en las de procesos biológicos y de alimentos, existen muchas semejanzas en cuanto a la forma en que los materiales de entrada o de alimentación se modifican o se procesan para obtener los materiales finales de productos químicos o biológicos. Es posible considerar estos procesos químicos, físicos o biológicos, aparentemente distintos, y clasificarlos en una serie de etapas individuales y diferentes llamadas *operaciones unitarias*. Estas operaciones unitarias son comunes a todos los tipos de industrias de proceso.

Las operaciones unitarias estudian principalmente la transferencia y los cambios de energía, la transferencia y los cambios de materiales que se llevan a cabo por medios físicos, pero también por medios fisicoquímicos

3.5. Clasificación de las operaciones unitarias

- 3.5.1. Flujo de fluidos. Estudia los principios que determinan el flujo y transporte de cualquier fluido de un punto a otro.
- 3.5.2. Transferencia de calor. Esta operación unitaria concierne a los principios que gobiernan la acumulación y transferencia de calor y de energía de un lugar a otro.
- 3.5.3. Evaporación. Éste es un caso especial de transferencia de calor, que estudia la evaporación de un disolvente volátil (como el agua), de un soluto no volátil como la sal o cualquier otro tipo de material en solución.
- 3.5.4. Secado. Separación de líquidos volátiles, casi siempre agua de los materiales sólidos.
- 3.5.5. Destilación. Separación de los componentes de una mezcla líquida por medio de la ebullición basada en las diferencias de presión de vapor.
- 3.5.6. Absorción. En este proceso se separa un componente gaseoso de una corriente por tratamiento con un líquido.
- 3.5.7. Separación de membrana. Este proceso implica separar un soluto de un fluido mediante la difusión de este soluto de un líquido o gas, a través de la barrera de una membrana semipermeable, a otro fluido.

- 3.5.8. Extracción líquido-líquido. En este caso, el soluto de una solución líquida se separa poniéndolo en contacto con otro disolvente líquido que es relativamente inmisible en la solución.
- 3.5.9. Adsorción. En este proceso, un componente de una corriente líquida o gaseosa es retirado y adsorbido por un adsorbente sólido.
- 3.5.10. Lixiviación líquido-sólido. Consiste en el tratamiento de un sólido finamente molido con un líquido que disuelve y extrae un soluto contenido en el sólido.
- 3.5.11. Cristalización. Se refiere a la extracción de un soluto, como la sal, de una solución por precipitación de dicho soluto.
- 3.5.12. Separaciones físico-mecánicas. Implica la separación de sólidos, líquidos o gases por medios mecánicos, tales como filtración, sedimentación o reducción de tamaño, que por lo general se clasifican como operaciones unitarias individuales.

Muchas de estas operaciones unitarias tienen ciertos principios básicos o fundamentales comunes. Por ejemplo, el mecanismo de difusión o de transferencia de masa se presenta en el secado, absorción, destilación y cristalización. La transferencia de calor es común al secado, la destilación, la evaporación, etc. Por lo tanto, es conveniente establecer la siguiente clasificación más fundamental de los procesos de transporte o de transferencia.

3.6. Conservación de la masa y balance de la materia

3.6.1. Conceptos generales

La producción de un alimento procesado depende de las cantidades de materia prima sometida a la transformación. Mediante un balance de masa se puede describir la entrada y

salida de materiales en un proceso, y así establecer las concentraciones de cada corriente indicada.

El balance de masa se utiliza para:

- Elaborar formulaciones de alimentos.
- Evaluar composiciones resultantes después de una mezcla.
- Evaluar eficiencias de separación en sistemas mecánicos.
- Diseñar equipos.
- Definir la economía de un proceso.
- Realizar el control del proceso.
- Optimizar una operación.

Dado que en el universo se cumple la ley de la conservación de la masa, en todo proceso se puede establecer que: la masa de

$$\text{Entrada} = \text{Salida} + \text{Consumo} - \text{Generación} + \text{Acumulación} \quad (3-25)$$

Para un intervalo de tiempo y para la totalidad de la corriente o para un solo componente de ella, cuando ocurren transformaciones físicas y/o químicas de la materia.

En un proceso determinado se puede presentar que:

- No hay consumo ni generación de masa, luego la ecuación (3-21) se reduce a :

$$\text{Masa}_{(\text{Entra})} = \text{Masa}_{(\text{Sale})} + \text{Masa}_{(\text{Acumulada})} \quad (3-26)$$

- No hay consumo ni generación, ni acumulación de masa, luego:

$$\text{Masa}_{(\text{Entra})} = \text{Masa}_{(\text{Sale})} \quad (3-27)$$

Esta última condición corresponde a un sistema en estado estable, definiéndose como sistema una parte o la totalidad de un proceso.

Los procesos industriales se pueden clasificar como *estables, no estables, por tandas, y continuos*.

Un proceso por tandas es aquél en el cual una cantidad dada de uno o varios materiales se colocan en un equipo, y por medios químicos y/o físicos se someten a un cambio; al cabo de cierto tiempo se tiene un producto elaborado. Mientras transcurre el cambio se tiene un sistema no-estable, pero si se considera únicamente el inicio y el final, el proceso es estable.

Un proceso continuo es aquél en el cual una cantidad dada de uno o varios materiales se introducen al sistema y se sacan de él en forma ininterrumpida.

3.6.2. Base húmeda y base seca

Generalmente se expresa el contenido de humedad de un componente en una corriente tomando como base la totalidad de ésta, lo cual se conoce como *base húmeda* (BH). Si se excluye la cantidad de agua de la corriente, el contenido del componente estará expresado *en base seca* (BS).

Si la base es húmeda, se tiene que:

$$\% \text{ Agua} = \frac{\text{Masa}_{(\text{agua})}}{\text{Masa}_{(\text{Total})}} \times 100 \quad (3-28)$$

por lo tanto, si la cantidad de agua es igual al 20%, esto indica que por cada 100 partes de la corriente total hay 20 partes de agua y el resto ($100 - 20 = 80$) será materia seca.

Si la base es seca, se tiene que:

$$\% \text{ Agua} = \frac{\text{Masa}_{(\text{Agua})}}{\text{Masa}_{(\text{Seca})}} \times 100 = \frac{\text{Masa}_{(\text{Agua})}}{\text{Masa}_{(\text{Total})} - \text{Masa}_{(\text{Agua})}} \times 100 \quad (3-29)$$

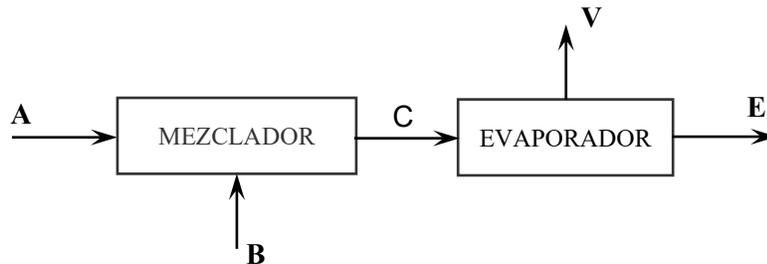
por lo tanto, si la cantidad de agua es igual al 20%, esto indica que por cada 100 partes de materia seca hay 20 partes de agua, y que habrá 120 (100 + 20) partes de la corriente total o húmeda.

3.6.3. Procedimiento para efectuar un balance de masa

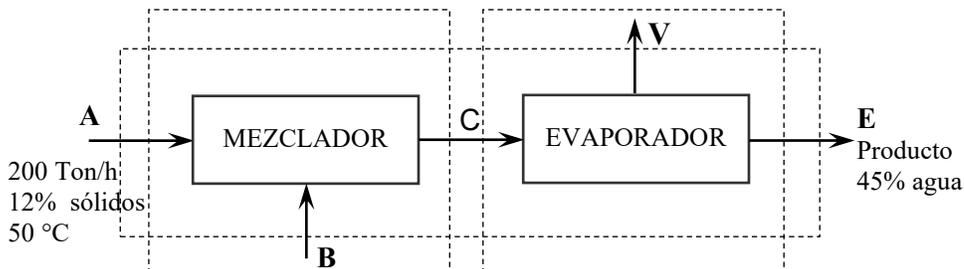
Para efectuar un balance de masa es necesario organizar el tratamiento del problema presentado, de tal forma que permita su resolución de una manera rápida y adecuada.

Los pasos a seguir son:

- Leer cuidadosamente el problema, de tal manera que se obtenga una visión general y clara del hecho.
- Realizar un esquema del proceso, e indicar todas las corrientes de entrada y salida. Un equipo se puede representar por un rectángulo, y las corrientes por flechas.



- Colocar al lado de cada corriente todos los datos conocidos: presión, temperatura, composición, velocidad de flujo de alimentación, y otros.



- Considerar el problema en su totalidad y decidir que cantidades se deben calcular para lograr la solución final.
- Seleccionar una base de cálculo, considerando las cantidades que se tienen. Generalmente se escoge la cantidad conocida del alimento o la del producto. En caso de que no se tenga ninguna, suponga un valor cualquiera.
- Resolver el problema mediante cálculos directos, o utilizando balances totales o parciales.
- Analizar el resultado para determinar si está acorde con los datos planteados.

Los balances de masa comprenden cuatro tipos de procesos: Sin reacción química, con reacción química, con reflujo y con derivación.

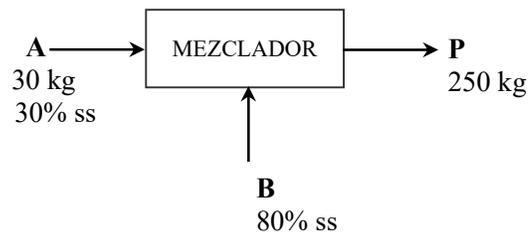
Los balances sin reacción química se efectúan mediante cálculos directos o por balances totales y parciales.

3.2.4. Problemas que involucran balances de masa sin reacción química

Ejemplo 3.4

La formulación de un producto alimenticio indica que se deben mezclar 30 kg de un compuesto A que tiene 30% de sólidos, y una cantidad desconocida de otro compuesto B que tiene 80% de sólidos. Si se desea producir 250 kg de producto, ¿cuál es la cantidad del compuesto B, y cual es la composición del producto?

Solución:



Base de cálculo: 30 kg del componente A.

Balance total: $M_{\text{Masa(ENTRA)}} = M_{\text{Masa(SALE)}}$

$$M_{(A)} + M_{(B)} = M_{(P)}$$

$$A + B = P$$

Sustituyendo valores:

$$30 \text{ kg} + B = 250 \text{ kg}$$

$$B = 220 \text{ kg}$$

La composición del producto se determina mediante balance parcial de sólidos:

$$M_{(\text{SÓLIDOS ENTRAN})} = M_{(\text{SÓLIDOS SALEN})}$$

$$A_{XS} + B_{XS} = P_{XS}$$

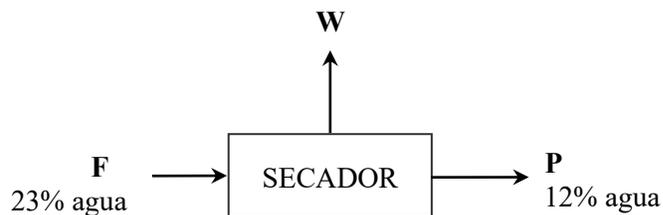
$$(30 \text{ kg})(0,3) + (220 \text{ kg})(0,80) = (250)(x)$$

$$x = 0,74 \text{ (74\% sólidos)}$$

Ejemplo 3.5

Un secador se utiliza para disminuir el contenido de agua de un sorgo desde 23% hasta 12%. ¿Qué cantidad de agua se evapora en el secador?

Solución:



Como no se conoce la cantidad de ninguna de las corrientes, se puede escoger como base de cálculo una cantidad cualquiera.

Base de cálculo: 100 libras de sorgo húmedo al 23%.

Balance parcial de sólidos:

$$\begin{aligned} \text{Masa}_{(\text{SÓLIDOS ENTRAN})} &= \text{Masa}_{(\text{SÓLIDOS SALEN})} \\ F_{XS} &= W_{XS} + P_{XS} \end{aligned}$$

Sustituyendo:

$$100(0,77) = W(0) + P(0,88) \Rightarrow P = 87,5 \text{ lb Sorgo seco}$$

Balance total:

$$\text{Masa}_{(\text{ENTRA})} = \text{Masa}_{(\text{SALE})}$$

$$M_{(F)} = M_{(W)} + M_{(P)}$$

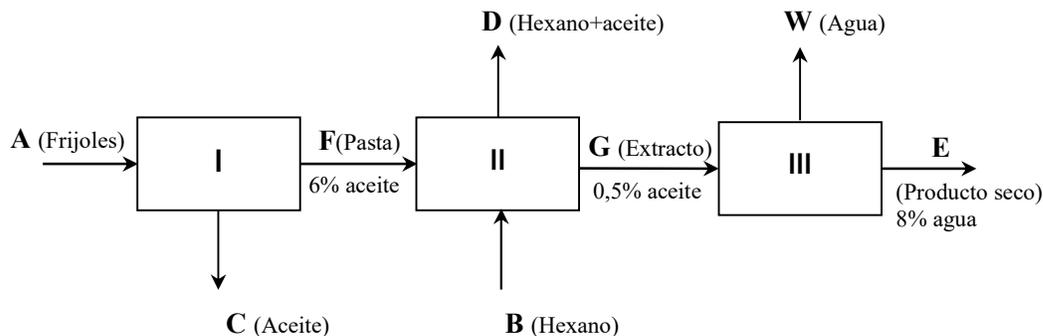
$$100 = W + P$$

$$100 \text{ lb} = W + 87,5 \text{ lb.} \Rightarrow W = 12,5 \text{ lb. de agua}$$

Ejemplo 3.6

Una alimentación de 10000 kg de soya se procesa en una secuencia de tres etapas. El alimento contiene 35% de proteína en peso, 27,1% de carbohidratos en peso, 9,4% de fibra y ceniza en peso, 10,5% de humedad en peso y 18% de aceite. En la primera etapa, los frijoles se maceran y prensan, para extraer el aceite, obteniéndose corrientes de aceite y de pasta prensada que todavía contiene 6% de aceite (suponga que no hay pérdidas de otros constituyentes en la corriente de aceite). En la segunda etapa, la pasta prensada se trata con hexano para obtener una

corriente de extracto de soya que contiene 0,5% de aceite en peso y una corriente de aceite-hexano. Suponga también que no sale hexano en el extracto de soya. Finalmente, en la última etapa se seca el extracto para obtener un producto con 8% de humedad en peso. Calcular: a) Kg de pasta de soya que salen de la primera etapa, b) Kg de extracto de soya obtenidos en la segunda etapa y c) Kg de extracto seco final y % en peso de proteína en el producto seco.



Solución:

Base de cálculo: 10000 lb/h de frijoles de soya

Balance parcial por sólidos no extraídos (SNE) (proteínas, carbohidratos, fibra y cenizas) y agua en la Etapa I:

$$\text{SNE} + \text{agua} = 100 - 18 = 82 \% \quad (18 \% \text{ representa el aceite}) \rightarrow x_{(\text{SNE}+\text{agua})} = 0,82$$

$$Ax_{(\text{SNE}+\text{agua})} = Fx_{(\text{SNE}+\text{agua})}$$

$$10000(0,82) = F(0,94)$$

$$F = 8723,4 \text{ kg de pasta con } 6 \% \text{ de aceite.}$$

Balance parcial en la Etapa II:

$$Fx_{(\text{SNE}+\text{agua})} = Gx_{(\text{SNE}+\text{agua})} \quad x_{(\text{SNE}+\text{agua})} = 0,995 \quad (5\% \text{ es aceite})$$

$$8723,4(0,94) = G(0,995)$$

$$G = 8241,2 \text{ kg/h Extracto de soya con } 0,5\% \text{ de aceite.}$$

Balance en la Etapa III:

Considerando que el agua no sufre alteración alguna hasta la *Etapa II*, puede determinarse su fracción de la siguiente manera:

$$\text{Agua que entra en la Etapa I} = 10000 \text{ kg} (0,105) = 1050 \text{ kg}$$

$$x^{\text{Agua}}_G = 1050/8241,2 = 0,1274 \text{ kg H}_2\text{O/kg frijoles}$$

$$x^{\text{Sólidos}}_G = 1 - 0,1274 = 0,8726$$

Balance parcial en el secador:

$$Gx^{\text{Sólidos}}_G = Ex^{\text{Sólidos}}_E$$

$$(8241,2)(0,8726) = E(0,92)$$

$$E = 7816,60 \text{ kg/h de producto seco.}$$

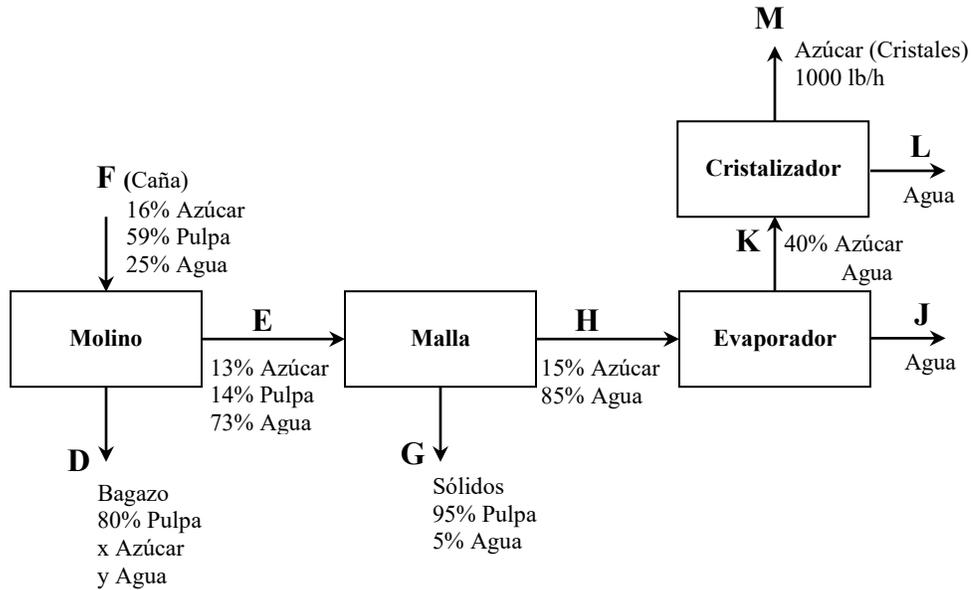
Porcentaje de proteína en el producto seco:

$$\% \text{ Proteína} = \frac{(10000)(0,35)}{7816,60} \times 100 = 44,77$$

Problema 3.7

La Figura representa el diagrama de flujo simplificado de la fabricación de azúcar. La caña se alimenta a un molino donde se extrae el jugo (jarabe con 16% de azúcar y 59% de pulpa) por trituración; el bagazo resultante contiene 80% de pulpa. El jarabe diluido que sale del molino contiene fragmentos finamente divididos de pulpa, por lo que se alimenta a una malla que la separa para producir un jarabe diluido transparente, que contiene 15% de sacarosa y 85% de agua. El evaporador produce un jarabe pesado (meladura) con 40% de Azúcar y en el cristalizador se forman 1000 lb/h de cristales de azúcar.

Determinar las corrientes F, D, E, H, K, J y L y las fracciones de sacarosa y agua que se mantienen en el bagazo, en una hora de proceso.



Solución:

Balance de materia en el cristalizador:

Balance Global: $K = M + L$

$K = 1000 \text{ lb} + L$ (a)

Balance de componente (Azúcar):

$0,40 K = M$

$0,40 K = 1000 \text{ lb} \Rightarrow K = 2500 \text{ lb/h}$

De la ecuación (a) se obtiene L (gua):

$0,60 K = L$

$$0,60 (2500 \text{ lb}) = L \quad \Rightarrow \quad L = 1500 \text{ lb/h}$$

Balance de materia para el evaporador:

$$\begin{aligned} \text{Balance Global:} \quad H &= K + J \\ H &= 2500 \text{ lb} + J \end{aligned} \quad (b)$$

Balance de componente (Azúcar):

$$\begin{aligned} 0,15 H &= 0,40 K \\ 0,15 H &= 0,40 (2500 \text{ lb}) \quad \Rightarrow \quad H = 6667 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

Con la ecuación (b) se conoce la corriente J:

$$6667 = 2500 \text{ lb} + J \quad \Rightarrow \quad J = 4167 \text{ lb/h}$$

Balance de materia en la malla:

$$\begin{aligned} \text{Balance Global:} \quad E &= G + H \\ E &= G + 6667 \text{ lb} \end{aligned} \quad (c)$$

Balance de componente (Azúcar):

$$\begin{aligned} 0,13 E &= 0,15 H \\ 0,13 E &= 0,15 (6667 \text{ lb}) \quad \Rightarrow \quad E = 7692 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

Reemplazando el valor de E en la ecuación (c): $G = 1025 \text{ lb/h}$

Balance de materia en el molino:

$$\begin{aligned} \text{Balance Global:} \quad F &= D + E \\ F &= D + 7692 \text{ lb} \quad \rightarrow \quad D = F - 7692 \text{ lb} \end{aligned} \quad (d)$$

Balance de componente (Pulpa):

$$\begin{aligned} F(0,59) &= E(0,14) + D(0,8) \\ 0,59 F &= 0,14 (7692) \text{ lb} + 0,8D \end{aligned} \quad (e)$$

Sustituyendo la ecuación (d) en (e) resulta:

$$\begin{aligned} F &= 24174 \text{ lb/h} \\ D &= 16482 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

La fracción de x en la corriente D se determina efectuando un balance con el componente azúcar en el molino:

$$\begin{aligned} F(0,16) &= E(0,13) + D(x) \\ 24174 \text{ lb/h}(0,16) &= 7692 \text{ lb}(0,13) + 16482 \text{ lb/h}(x) \end{aligned}$$

Despejando: $x = 0,17$

Las fracciones en D son: $1 = 0,8 + (x + y)$, por lo tanto:

$$\begin{aligned} 1 &= 0,8 + (0,17 + y) \\ y &= 0,03 \end{aligned}$$

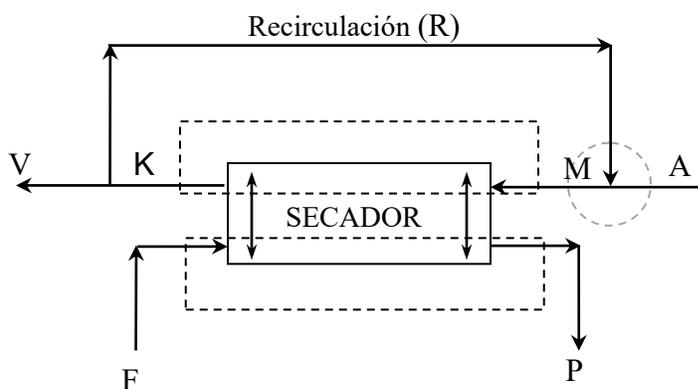
Ejemplo 3.8

Un material sólido que contiene 15% de humedad en peso se seca hasta reducirla a 7% en peso por medio de una corriente de aire caliente mezclada con aire de recirculación del secador. La corriente de aire no reciclado contiene 0,01 kg de agua/kg de aire seco, el aire de recirculación tiene 0,1 kg de agua/kg de aire seco y el aire mezclado contiene 0,03 kg de agua/kg

de aire seco. Para una alimentación de 100 kg de sólidos/hora que entran al secador, calcúlese los kg/h de producto seco, los kg de aire seco/h que entran en el aire fresco y los kg de aire seco/h del aire de recirculación.

Solución:

Siguiendo las recomendaciones para la solución de problemas de balance de materiales, se debe realizar un diagrama del proceso donde se coloquen los datos disponibles:



Donde:

$$F = 100 \text{ Kg} / \text{h}, \quad x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,15$$

$$P = \text{Producto deseado} = ?, \quad x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,07$$

$$A = \text{Aire fresco} = ?, \quad x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \text{ Kg de agua} / \text{kg de aire seco.}$$

$$R = ?, \quad x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1 \text{ Kg de agua} / \text{Kg de aire seco.}$$

$$M = \text{Aire mezclado} = ?, \quad x_{\text{H}_2\text{O}} = 0,03 \text{ Kg de agua} / \text{Kg de aire seco.}$$

Base de cálculo: $F = 100 \text{ kg/h}$

Se utilizará la siguiente nomenclatura: AS (aire seco), AH (aire húmedo), MH (materia húmeda), y MS (materia seca).

Cálculo de la corriente P:

Balance por componente (Materia seca) en la zona inferior del secador:

$$F_{X_{MS}} = P_{X_{MS}}; \quad P = (100)(0,85)/0,93 = 91,40 \text{ kg/h}$$

Cálculo de las corrientes V y A.

Balance global y por componente (agua) tomando en cuenta las corrientes externas del secador?

$$A + F = P + V \quad (A)$$

$$A(x_{H_2O}) + F(x_{H_2O}) = P(x_{H_2O}) + V(x_{H_2O}) \quad (B)$$

En A se cumple que por cada kg de aire seco hay 0,01 kg de agua; por lo tanto existe $(1 + 0,01 = 1,01 \text{ kg de aire húmedo})$, por lo tanto:

$$x_{H_2O} \text{ en A} = 0,01 \text{ kg agua}/1,01 \text{ kg AH} = 0,0099$$

La fracción de agua en la corriente V no se conoce directamente, pero se sabe que tiene la misma composición de R, debido a que intervienen en un punto de separación:

$$x_{H_2O} \text{ en V} = x_{H_2O} \text{ en R} = 0,1 \text{ kg agua}/1,1 \text{ kg AH} = 0,091$$

Sustituyendo valores en las ecuaciones (A) y (B) se tiene:

$$A + 100 = V + 91,40$$

$$A(0,0099) + 100(0,15) = V(0,091) + 91,40(0,07)$$

Esto origina un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas; resolviendo simultáneamente se obtiene:

$$V = 104,99 \text{ kg/h}; \quad A = 96,39 \text{ kg/h.}$$

Cálculo de la corriente R:

Balance global y por componente (agua) en el punto de mezcla (límite del sistema):

$$A + R = M$$

$$A(x_{H_2O}) + R(x_{H_2O}) = M(x_{H_2O})$$

La fracción de agua en la corriente M es:

$$x_{H_2O} = 0,03/1,03 = 0,029 \text{ kg agua/kg AH.}$$

Se sustituyen los valores en las ecuaciones anteriores:

$$96,39 + R = M$$

$$96,39(0,0099) + R(0,091) = M(0,029)$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones anteriores:

$$R = 29,69 \text{ kg/h}$$

Respuestas:

$$\text{kg producto seco/h} = 91,40$$

$$\text{kg AS/h en el aire fresco} = 96,39(1 - 0,0099) = 95,44$$

$$\text{kg AS/h en el aire de recirculación} = 29,69(1 - 0,091) = 26,99$$

3.2.5. Balance de masa con reacciones químicas

Cuando en un proceso ocurren reacciones químicas, el balance de materia para sustancias que participan en la reacción no tiene la forma “entrada = salida” ya que debe contener un término de producción o de consumo.

La estequiometría estudia las proporciones en las que se combinan unas sustancias con otras. Una ecuación estequiométrica representa a una reacción química e indica el número de moléculas o moles de reactivos y de productos que participan de la reacción. Como los átomos no se pueden crear ni destruir durante una reacción química, el número de átomos de cada elemento debe ser el mismo entre los productos y los reactivos para que la ecuación esté balanceada. Los coeficientes que se asignan a cada sustancia al balancear la ecuación se llaman coeficientes estequiométricos y al cociente entre dos coeficientes de una misma ecuación se le denomina cociente estequiométrico. Los cocientes se usan como factores de conversión para calcular cantidades consumidas de reactantes o producidas de productos.

El equipo donde se lleva a cabo la reacción química se llama reactor químico. Si un reactor químico se alimenta con reactivos en proporción estequiométrica, y la reacción se lleva a cabo completamente, todos los reactivos se consumen. Si uno de los reactivos se suministra en menor cantidad mientras los demás se proporcionan en las cantidades estequiométricas, aquel se consume primero y se conoce como reactivo limitante y los otros se conocen como reactivos en exceso: Un reactivo es limitante si está presente en menor cantidad que su proporción estequiométrica con respecto a cualquier otro reactivo. Si hay presentes n moles de un reactivo en exceso y su proporción estequiométrica corresponde a n_d , se define la fracción en exceso como $(n - n_d)/n_d$.

Para resolver problemas de balances de masa en procesos con reacciones químicas, se pueden usar diferentes balances:

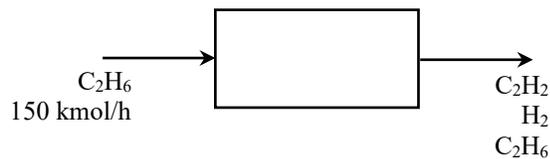
- Balance para la masa total. Tiene la forma “entrada = salida”.

- Balance para cada reactivo o para cada producto. Contiene un término de producción si se trata de un producto o un término de consumo si se trata de un reaccionante.
- Balance para cada átomo participante en la reacción. Los balances de especies atómicas tienen la forma “entrada = salida” ya que los átomos no se crean ni se destruyen en una reacción química.

Ejemplo 3.9

Un reactor de deshidrogenación se alimenta con etano a una velocidad de 150 kmol/h. Los productos de la reacción son acetileno e hidrógeno. Se alcanza una conversión fraccionaria (moles consumidos/moles suministrados, f) de 0,80. Calcule las siguientes propiedades del producto gaseoso final:

- La velocidad de flujo molar total.
- El cociente entre las masas de hidrógeno y acetileno.
- La masa molar promedio.
- La velocidad de flujo másico de acetileno.



Solución:

Base de cálculo: 1 hora de reacción.

$$a) \quad f = \frac{\text{moles consumidos}}{\text{moles suministrados}} = 0,80$$

$$\text{Moles consumidos } C_2H_6 = (0,80)(150 \text{ kmol}) = 120 \text{ kmol.}$$



Moles C_2H_2 producidos = 120 kmol.

Moles H_2 producidos = 240 kmol.

Moles C_2H_6 en la corriente de salida = 30 kmol.

Velocidad de flujo molar total = $(120 + 240 + 30)\text{kmol/h} = 390 \text{ kmol/h}$.

b) Masa de $\text{H}_2 = (240 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol}) = 480 \text{ kg}$.

Masa de $\text{C}_2\text{H}_2 = (120 \text{ kmol})(26 \text{ kg/kmol}) = 3120 \text{ kg}$.

Masa de H_2 /Masa de $\text{C}_2\text{H}_2 = 480 \text{ kg}/3120 \text{ kg} = 0,154$.

c) Fracción molar del $\text{H}_2 = 240 \text{ kmol}/390 \text{ kmol} = 0,615$.

Fracción molar de $\text{C}_2\text{H}_2 = 120 \text{ kmol}/390 \text{ kmol} = 0,308$.

Fracción molar de $\text{C}_2\text{H}_6 = 30 \text{ kmol}/390 \text{ kmol} = 0,077$.

$M = (0,615 \times 2 + 0,308 \times 26 + 0,077 \times 30) \text{ kg/kmol} = 11,548 \text{ kg/kmol}$.

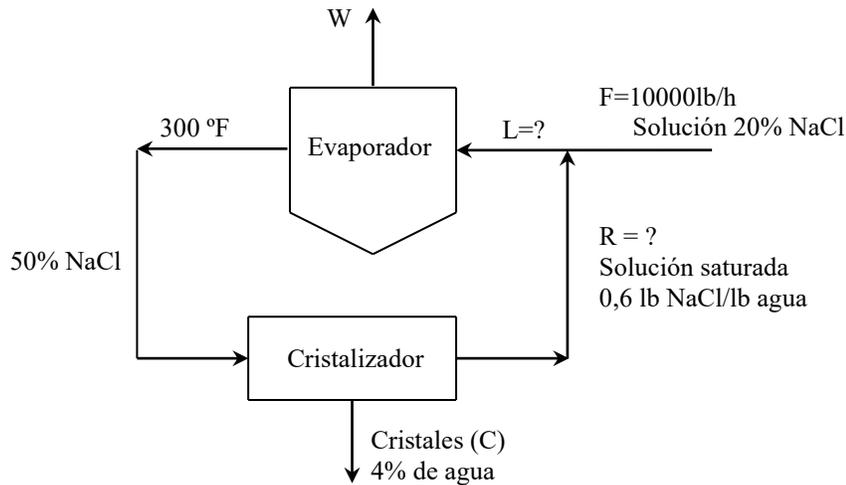
d) 3120 kg/h.

3.2.6. Problemas propuestos de balance de masa

3.2.6.1. Algunos peces se procesan en harinas de pescado para usarse como proteínas suplementarias en alimentos. En el proceso empleado primero se extrae el aceite para obtener una pasta que contiene 80% de agua en peso y 20% de harina seca en peso. Esta pasta se seca en secadores de tambor rotatorio para obtener un producto “seco” que contiene 40% de agua en peso. Finalmente, el producto se muele a grano fino y se empaca. Calcúlese la alimentación de pasta en kg/h necesaria para producir 1000 kg/h de harina “seca”.

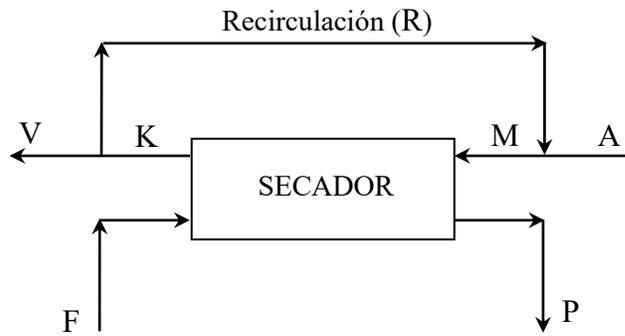
- 3.2.6.2. La harina de tapioca (yuca) se usa en muchos países para hacer pan y productos similares. La harina se obtiene secando trozos delgados de la raíz de yuca (que contiene 66% de humedad en peso) hasta reducirla a 5% y moliendo hasta finura de harina. ¿Cuántos kg de raíz de tapioca en trozos delgados deben secarse, y que cantidad de agua tiene que extraerse para producir 5000 kg de harina por hora?
- 3.2.6.3. Una fábrica de alimentos para ganado produce sorgo seco. Para ello se introduce el sorgo a un secador que utiliza aire caliente para eliminar la humedad del cuerpo. Si el aire entra al secador con una humedad de 0,008 kg agua/kg aire seco y sale con 0,069 agua/kg de aire seco; y el sorgo entra con 23% de humedad y debe salir con 12%. Calcule la cantidad de aire necesario, si se requieren 68 kg/minutos de sorgo al 12%.
- 3.2.6.4. Se encontró que un maíz húmedo tenía 60% de agua, y después del secado se determinó que se había eliminado el 50% del agua que contenía inicialmente. Determine la composición del maíz a la salida del secador, sobre la base de Materia Seca y la humedad.
- 3.2.6.5. Papas en trozos pequeños (contenido de humedad = 75%) se deshidratan en un secador que opera con flujo en paralelo. El contenido de humedad del aire que entra al secador es 0,08 kg. H₂O/kg. aire seco y el de salida 0,18 kg. H₂O/Kg. aire seco. La velocidad del flujo de aire en el secador es 100 kg. de aire seco por hora. Al secador entran 50 kg. de papas en trozos por hora. En condiciones de estado estacionario, calcular lo siguiente: a) Velocidad de flujo másico de los trozos de papas deshidratadas y b) Contenido de humedad (en base seca) de los trozos de papas que salen del secador.
- 3.2.6.6. En un proceso para producir sosa cáustica (NaOH), se usan 4000 kg/h de una solución de 10% de NaOH en peso para concentrarla en el primer evaporador, obteniéndose una solución de 18% de NaOH en peso. Esta se alimenta a un segundo evaporador, del cual sale un producto que contiene 50% de NaOH en peso. Calcúlese el agua extraída en cada evaporador, la alimentación al segundo evaporador y la cantidad de producto.

3.2.6.7. Calcular las Cantidad de L, R, y W en el sistema que se muestra:

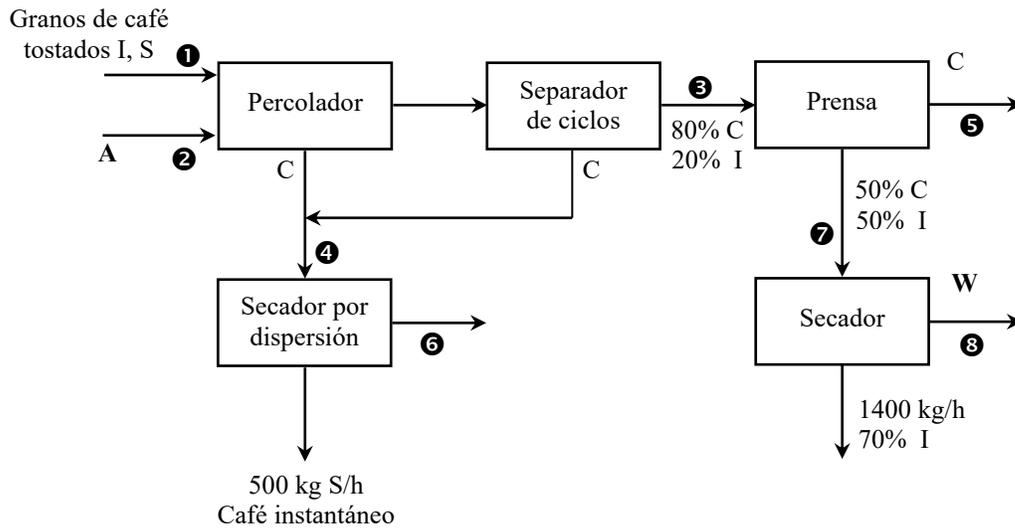


3.2.6.8. Una columna de destilación separa 1500 kg/h de una mezcla de benceno y tolueno que contiene 55% en masa de benceno. El producto recuperado del condensador en la parte superior de la columna contiene 91% de benceno y los fondos contienen 96% de tolueno. La corriente de vapor que entra al condensador de la parte superior de la columna es 1200 kg/h . Una parte del producto se regresa a la columna como reflujo y el resto se saca para utilizarlo en otra parte. Suponga que las composiciones de las corrientes en la parte superior de la columna (V), del producto retirado (D) y del reflujo (R) son idénticas. Encuentre la relación entre el reflujo y el producto retirado.

3.2.6.9. Un material sólido que contiene $1,3\% \text{ lb}$ de agua/lb sólido seco se seca hasta reducir su humedad a $0,25 \text{ lb}$ de agua/lb sólido seco por medio de una corriente de aire caliente mezclada con aire de recirculación del secador. La corriente de aire no reciclado (aire fresco) contiene $0,012 \text{ lb}$ de agua/lb sólido seco. 5000 lb/h de aire en base seca que contiene $0,048 \text{ lb}$ agua/lb aire seco salen del secador, y parte del mismo es frecuentemente reciclado para reducir los costos. Para una alimentación de 100 lb de sólidos/hora al secador, calcúlese la fracción de aire no reciclado y el caudal másico de aire fresco que entra al secador.



3.2.6.10. Los granos de café contienen sustancias solubles en agua y otras que no lo son. Para producir café instantáneo, se disuelve la porción soluble en agua hirviendo (es decir, preparando café) en percoladores grandes, y se alimenta después con el café un secador en el que se evapora el agua, dejando el café soluble como un polvo seco. La porción insoluble de los granos de café (el sedimento) pasa a través de varias operaciones (diferentes secados) y los sedimentos secos pueden usarse para rehabilitación de tierras. La disolución extraída de los sedimentos en la primera etapa de secado (separador de ciclos) se junta con el flujo de salida de los percoladores y esa es la alimentación del secador. Aquí se muestra el diagrama de flujo de este proceso, en el cual S e I representan los componentes solubles e insolubles de los granos de café, A es el agua y C la disolución que contiene 35% en masa de S y 65% en masa de A. Calcular a) las velocidades de flujo (kg/h) e los flujos 1 a 8 y b) si el líquido de salida de la prensa puede alimentar el secador por dispersión sin afectar el sabor del producto, ¿en qué porcentaje se puede aumentar la velocidad de producción del café instantáneo? Resp.: (a) 2852; 3746,6; 4900; 1428,6; 2940; 928,6; 1960; 560 kg/h; (b) 205,68%.



3.2.6.11. Se destilan cien kilogramos por hora de una mezcla que contiene partes iguales en masa de benceno y tolueno. La velocidad de flujo del producto en la cabeza de la columna es de 48,8 kg/h, y el residuo de la destilación contiene 7,11% en peso de benceno. Dibuje y etiquete un diagrama de flujo del proceso. Después calcule las fracciones en masa y las fracciones molares del benceno y las velocidades de flujo molar del benceno y del tolueno (mol/h) en el flujo de productos en la cabeza de la destilación. Resp.: 0,95; 0,96; 26,5 moles tolueno/h.

3.2.6.12. Las fresas contienen alrededor de 15% de sólidos y 85% de agua. Para preparar mermelada de fresa, se mezclan las fresas trituradas con azúcar en una relación de 45:55, y la mezcla se calienta para evaporar el agua hasta que el residuo contiene una tercera parte de agua en masa. Dibuje y etiquete el diagrama de flujo de este proceso y utilícelo para calcular cuántas libras de fresa se necesitan para producir una libra de mermelada. Resp. 0,486 lbm.

3.3. Conservación de energía y balances de calor

3.3.1. Conservación de energía

Para llevar a cabo los balances de materia se usó la ley de conservación de la masa, la cual indica que la masa que entra al sistema es igual a la que sale más la acumulada en el proceso. De manera similar se puede enunciar la ley *de conservación de la energía*, la cual postula que toda la energía que entra a un proceso es igual a la que sale más la que queda en el proceso.

$$E_{(\text{ENTRA})} = E_{(\text{SALE})} + E_{(\text{ACUMULA})} \quad (3-30)$$

La energía puede manifestarse de varias maneras. Algunas de sus formas más comunes son la entalpía, la energía eléctrica, la energía química (en términos de la ΔH de la reacción), la energía cinética, la energía potencial, el trabajo y el flujo de calor.

En muchos casos de ingeniería de proceso, que casi siempre se llevan a cabo a presión constante, la energía eléctrica, la energía potencial y el trabajo, no están presentes o resultan despreciables. De esta manera, sólo es necesario tomar en cuenta la entalpía de los materiales (a presión constante) y el calor añadido o extraído. A esto se le llama *balance de calor*.

3.3.2. Balances de calor

Para establecer un balance de calor en estado estable se usan métodos similares a los aplicados en los balances de material. La energía o calor que entra a un proceso con los materiales alimentados, más la energía neta que se añade al proceso, es igual a la energía de salida de los materiales. Expresando términos matemáticos:

$$Q_{(\text{ENTRA})} = Q_{(\text{SALE})} + Q_{(\text{ACUMULADO})} \quad (3-31)$$

En un proceso en el cual las temperaturas son constantes con el tiempo, es decir un proceso estable, no hay acumulación y entonces se cumple que:

$$Q_{(ENTRA)} = Q_{(SALE)} \quad (3-32)$$

En los balances de calor se pueden considerar dos casos: cuando no hay transferencia de masa entre las corrientes que entran al proceso, y cuando si la hay.

3.3.3. Balances de calor con transferencia de masa entre corrientes

El balance de calor con transferencia de masa es un caso bastante frecuente en las industrias de procesos; un ejemplo importante lo representa la evaporación, en la cual se elimina el vapor formado por la ebullición de una solución líquida, obteniéndose una solución más concentrada. En la mayoría de los casos, la operación unitaria de evaporación se refiere a la eliminación de agua de una solución acuosa.

Entre los ejemplos típicos de procesos de evaporación están la concentración de soluciones acuosas de azúcar, cloruro de sodio, hidróxido de sodio, glicerina, gomas, leche y jugo de naranja. En estos casos, la solución concentrada es el producto deseado y el agua evaporada suele desecharse.

En la operación unitaria de evaporación es importante considerar los factores que tienen influencia sobre las propiedades físicas y químicas de la solución que se está concentrando y del vapor que se separa, pues tienen un efecto considerable sobre la presión y temperatura del proceso.

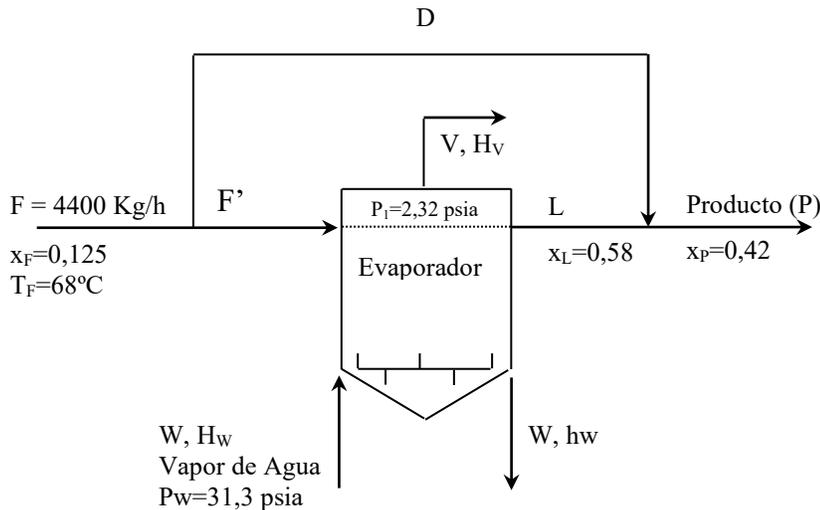
El punto de ebullición de la solución está relacionado con la presión del sistema. Cuanto más elevada sea la presión de operación del evaporador, mayor será la temperatura de ebullición. Además, la temperatura de ebullición también se eleva a medida que aumenta la concentración del material disuelto por la acción de la evaporación. Este fenómeno se denomina Elevación del

Punto de Ebullición (EPE). Para mantener a nivel bajo la temperatura de los materiales termosensibles suele ser necesario operar a presiones inferiores a 1 atm, esto es, al vacío.

Ejemplo 3.10

Para concentrar el jugo de naranjas se parte de un extracto que contiene 12,5% de sólidos y está a 68 °F. El jugo fresco se pasa al evaporador al vacío y parte se deriva para luego diluir el jugo concentrado que sale del evaporador con 58% de sólidos hasta la concentración final del 42% de sólidos. Para el calentamiento del jugo se utiliza vapor saturado que entra a 31,3 psia y sale como líquido saturado. Si se tratan 4400 lb/h de jugo diluido, encuentre el vapor necesario para esta operación. La presión de vacío dentro del evaporador es 2,32 psia. El calor específico de las disoluciones se considera como 1 Btu/lb °F.

Solución:



Tomando límites del sistema en forma global, y aplicando un balance por componente al elemento de correlación, que en este caso son los sólidos, se tiene:

$$F_{X_S} = P_{X_S}$$

$$P = (4400 \text{ lb/h})(0,125)/0,42 = 1309,5 \text{ lb/h}$$

Balance global

$$F = V + P ; V = F - P = 4400 - 1309,5 = 3090,5 \text{ lb/h}$$

Balance global y por componente en el punto de mezcla

$$D + L = P \quad (1)$$

$$Dx_s + Lx_s = Px_s \quad (2)$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$D + L = 1309,5 \text{ lb/h}$$

$$D(0,125) + L(0,58) = 1309,5 \text{ lb/h} (0,42)$$

Resolviendo simultáneamente se obtiene:

$$D = 460,5 \text{ lb/h}; \quad L = 849,0 \text{ lb/h}$$

De un balance en el evaporador resulta:

$$F' = L + V = 849,0 + 3090,5 = 3939,5 \text{ lb/h}$$

Balance entálpico en el evaporador:

$$F' C_{pF'} (T_{F'} - T_{ref}) + W (H_w - h_w) = V H_v + L C_{pL} (T_L - T_{ref})$$

Con $P_w = 31,3 \text{ psia}$ y $P_v = 2,32 \text{ psia}$ se determinan los siguientes valores, en las Tablas de vapor (Apéndice B):

$$T_w = 254^\circ\text{F}; \quad h_g = 1165,6 \text{ Btu/lb}; \quad h_w = 222,65 \text{ Btu/lb}$$

$$T_v = 146^\circ\text{F}; H_v = h_g = 1124,4 \text{ Btu/lb}$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, considerando que $T_{\text{ref}} = 32^\circ\text{F}$, se tiene:

$$F' C_{pF} (T_F - T_{\text{ref}}) + W (H_w - h_w) = V H_v + L C_{pL} (T_L - T_{\text{ref}})$$

$$(3939,5)(1)(68-32) + W(1165,6 - 222,65) = (3090,5)(1124,4) + (849,0)(1)(146-32)$$

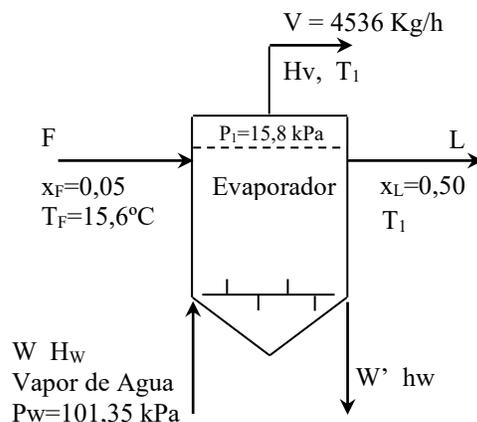
Despejando:

$$W = 3637,41 \text{ lb/h}$$

Ejemplo 3.10

Un evaporador de efecto simple concentra una alimentación de solución de coloides orgánicos desde 5 hasta 50% en peso. La solución tiene una elevación del punto de ebullición despreciable. La capacidad calorífica de la alimentación es $C_p = 4,06 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ ($0,97 \text{ Btu/lb}\cdot^\circ\text{F}$) y ésta entra a $15,6^\circ\text{C}$ (60°F). Se dispone de vapor de agua saturado a $101,35 \text{ kPa}$ y la presión en el evaporador es de $15,8 \text{ kPa}$. Se desea evaporar un total de 4536 kg/h (10000 lb/h) de agua. El coeficiente total de transferencia de calor es $1988 \text{ W/m}^2\text{K}$ ($350 \text{ btu/h}\cdot\text{pie}^2\cdot^\circ\text{F}$). ¿Qué área superficial en metros cuadrados y que consumo de vapor de agua se requieren?

Solución



Base de cálculo: 4536 kg/h de agua evaporada.

Temperatura de referencia (T_R) = 0°C (273 K)

Balance por componente (Sólidos):

$$F(x_s) = P(x_s) \quad \Rightarrow F(0,05) = P(0,5)$$

$$P = 0,1F$$

Balance total en el evaporador:

$$F = P + V \quad \Rightarrow \quad F = 0,1F + 4536 \text{ kg/h}$$

$$F = 5040 \text{ kg/h}$$

$$P = 504 \text{ kg/h}$$

Balance de calor en el evaporador:

$$Q_{(\text{ENTRA})} = Q_{(\text{SALE})} \quad \text{Ecuación (3-32)}$$

$$Q_F + Q_W = Q_P + Q_V + Q_{W'}$$

$$Q_P = FCp_F(T_F - T_R)$$

$$Q_W = WH_W$$

$$Q_P = PCp_P(T_1 - T_R)$$

$$Q_V = VH_V$$

$$Q_{W'} = Wh_{W'}$$

Con la presión del vapor (saturado) de calentamiento (P_W) y la del espacio de vapor del evaporador (P_1) y considerando que $EPE = 0$, se obtienen los siguientes datos en las Tablas de vapor del Apéndice B.

$$P_W = 101,35 \text{ kPa} \quad \Rightarrow \quad H_W = 2676,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_w = 419,04 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} P_1 = 15,8 \text{ kPa} & \Rightarrow T_w = 100 \text{ }^\circ\text{C} \\ & T_1 = 55 \text{ }^\circ\text{C} \\ & H_v = 2600,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

El calor específico del producto (C_p) se puede calcular con la ecuación Siebel (1892), que establece algunos valores experimentales para los productos con gusto a carne, huevo, frutas, y vegetales; basado en los componentes del alimento (principalmente el agua y los sólidos como sus componentes importantes):

$$C_{pP} = 0,2 + 0,008(\% \text{Humedad}) \quad (\text{Btu/lb}^\circ\text{F})$$

$$C_{pP} = 0,2 + 0,008(50) = 0,60 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \quad (2,51 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})$$

$$Q_F = 5040 \text{ kg/h}(4,06 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(15,6 - 0)\text{K} = 319213,44 \text{ kJ/h}$$

$$Q_W = W(2676,1 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_P = 504 \text{ kg/h}(2,51 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(55 - 0)\text{K} = 69577,2 \text{ kJ/h}$$

$$Q_V = 4536 \text{ kg/h}(2600,9 \text{ kJ/kg}) = 11797682,4 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{W'} = W(419,04 \text{ kJ/kg})$$

Sustituyendo valores en el balance de calor:

$$319213,44 + W(2676,1) = 69577,2 + 11797682,4 + W(419,04)$$

$$W(2676,1 - 419,04) = 69577,2 + 11797682,4 - 319213,44$$

$$W = 5116,41 \text{ kg/h}$$

En el cálculo de la velocidad de transferencia de calor en un evaporador se emplea el concepto de un coeficiente total de transferencia de calor (U). Se establece entonces la ecuación:

$$q = W(H_w - h_w) = UA(T_w - T_1)$$

$$5116,41 \text{ kg/h}(2676,1 - 419,04) \text{ kJ/kg} = 1988 \text{ W/m}^2\text{K}(A)(100 - 55)^\circ\text{C}$$

$$A = 129,09 \text{ m}^2$$

En la evaporación de soluciones en un evaporador de efecto simple, uno de los costos más importantes es el del vapor de agua utilizado para evaporar el agua. Un evaporador de efecto simple desperdicia bastante vapor de agua, pues no se utiliza el calor latente del vapor que sale del evaporador. Sin embargo, este costo puede reducirse en evaporadores de efecto múltiple que recuperan el calor latente del vapor que se desprende y lo vuelven a utilizar.

Secado de materiales biológicos

El secado es la aplicación de calor en condiciones controladas para eliminar el agua de los alimentos. Un propósito del secado es aumentar la vida de anaquel de los alimentos mediante la reducción de la actividad de agua, lo que inhibe el crecimiento microbiano y la actividad de las enzimas.

El secado implica la aplicación simultánea de calor y la eliminación de la humedad de los alimentos. En algunas operaciones de secado se emplea aire como medio de calentamiento y de eliminación de humedad. La capacidad del aire para eliminar la humedad de un alimento depende de su temperatura y la cantidad de vapor de agua incorporada en el seno del aire (humedad absoluta). En el capítulo IV de este texto se incluye más información sobre este tema.

Ejemplo 3.11

Un material granular que contiene 40% de humedad (base húmeda) se introduce en un secador rotatorio, que opera en contracorriente a una temperatura de 295 K, saliendo del mismo a 305 K con un 5% de humedad (en base seca). El aire suministrado, que contiene 0,006 kg agua/kg aire seco, entra a 385 K y sale a 310 K. El secadero trata 0,125 Kg/s de material húmedo. Suponiendo que las pérdidas por radiación son de 20 kJ/Kg de aire seco utilizado, determínese el peso de aire seco suministrado al secador por segundo y la humedad del aire que lo abandona. El C_p del material seco = 0,88 kJ/kg.K.

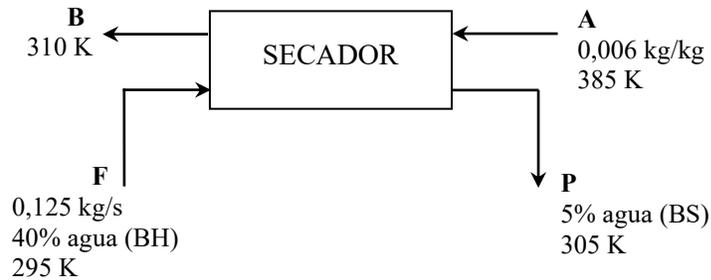
Solución:

Temperatura de Referencia (T_{REF}) = 273 K

λ_{H_2O} a 295 K = 2.449 kJ/kg (Tabla B.7, Apéndice B)

C_p del aire = 1,01 kJ/kg.K (Tabla C.2 del Apéndice C)

C_p del agua = 4,18 kJ/kg.K (Tabla B.12 del Apéndice B)



Se debe aplicar al sistema un balance de masa para determinar la corriente P y el agua evaporada, y posteriormente el balance de energía (calor) para conocer el peso del aire seco suministrado al secador. Se supone el Flujo de aire seco = m Kg/s y la temperatura de referencia será 273 °K.

Balance de masa:

Balance por componente (Sólidos).

$$F(x_s) = P(x_s)$$

$$(0,125 \text{ kg/s})(0,60) = P(0,95) \quad \Rightarrow$$

$$P = 0,0789 \text{ kg/s.}$$

$$W = F - P$$

$$W = 0,125 - 0,0789 = 0,0461 \text{ kg/s agua evaporada}$$

Balance de calor (Ecuación 3-32):

$$Q_{(ENTRA)} = Q_{(SALE)}$$

$$Q_F + Q_A = Q_P + Q_B + Q_{PÉRDIDAS} \quad (1)$$

Cálculo del calor que entra al sistema (Q_F , Q_A).

$$Q_F = (F_{XS})C_{pSS}(T_F - T_{REF}) + (F_{X_{agua}})C_{p_{agua}}(T_F - T_{REF})$$

$$Q_F = (0,125)(0,60)(0,88)(295 - 273) + (0,125)(0,40)(4,18)(295 - 273)$$

$$Q_F = 6,05 \text{ kW}$$

$$Q_A = (A)C_{pAS}(T_A - T_{REF}) + (A)(X_{agua})C_{p_{vapor}}(T_A - T_{REF})$$

$$Q_A = (A)(1,00)(385 - 273) + (A)(0,006)(4,18)(385 - 273)$$

$$Q_A = 114,81(A) \text{ kJ/kg}$$

Cálculo del calor que sale del sistema (Q_P , Q_B):

$$Q_P = (F_{XS})C_{pSS}(T_P - T_{REF}) + (P_{X_{agua}})C_{p_{agua}}(T_P - T_R)$$

$$Q_P = (0,0789)(0,95)(0,88)(305 - 273) + (0,0789)(0,05)(4,18)(305 - 273)$$

$$Q_P = 2,64 \text{ kW}$$

En la corriente B se desconoce la condición de salida del aire (humedad contenida en la mezcla aire-vapor de agua). Se deduce que además de la humedad inicial (0,006 kg de agua/kg de aire seco) el aire contiene el agua evaporada (cedida por el alimento), por lo que es necesario sumar el calor del vapor de agua al del aire en la condición B.

$$Q_B = Q_{B'} + Q_{B''}$$

$$Q_{B'} = (B)C_{pAS}(T_B - T_{REF}) + (B)(X_{agua})C_{p_{vapor}}(T_B - T_{REF})$$

La cantidad de aire seco que entra al secador (A) es igual a la que sale en la corriente B, por lo que el balance anterior puede re-escribirse como:

$$Q_{B'} = (A)C_{pAS}(T_B - T_{REF}) + (A)(X_{agua})C_{p_{vapor}}(T_B - T_{REF})$$

$$Q_{B'} = (A)(1,00)(310 - 273) + (A)(0,006)(4,18)(310 - 273)$$
$$Q_{B'} = 37,93(A) \text{ kJ/kg}$$

Para el agua evaporada (W) y suponiendo que la evaporación ocurre a 295 °K.

$$Q_{B''} = (W)C_{p_{\text{Agua}}}(T_B - T_{\text{REF}}) + W\lambda_{295 \text{ K}} + (W)C_{p_{\text{Agua}}}(T_{B''} - T_{\text{REF}})$$
$$Q_{B''} = W[C_{p_{\text{Agua}}}(T_B - T_{\text{REF}}) + \lambda_{295 \text{ K}} + C_{p_{\text{Agua}}}(T_{B''} - T_{\text{REF}})]$$
$$Q_{B''} = 0,0461[4,18(310 - 273) + 2449 + 4,18(295 - 273)]$$
$$Q_{B''} = 120,21 \text{ kW}$$

Para el calor perdido ($Q_{\text{PERDIDO}} = 20 \text{ kJ /kg de aire seco} = 20(A) \text{ kW}$)

Sustituyendo en el balance general de calor (ecuación 1):

$$6,05 + 114,81(A) = 2,64 + 37,93(A) + 120,21 + 20(A)$$

Despejando (A) de la ecuación anterior resulta:

$$A = 2,05 \text{ kg/s aire seco que entra.}$$

Humedad del aire que sale:

$$\text{Agua que sale con el aire} = (0,006)(2,05) + 0,0461 = 0,0584$$
$$\text{kg agua/kg aire seco} = 0,0584 / 2,05 = 0,0285 \text{ kg agua/kg aire seco}$$

Ejemplo 3.12. Balance de masa y calor en un cristalizador

Se va a usar un cristalizador Swenson Walker para producir una tonelada por hora de cristales de sulfato ferroso hidratado ($\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$) por enfriamiento de una solución saturada que entra al cristalizador a 49 °C. El lodo que sale del mismo estará a 26,7 °C. El agua de

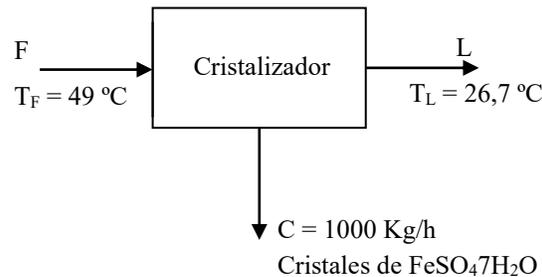
enfriamiento entra en la camisa del cristalizador a 15,6 °C y sale a 21,1 °C. Se puede suponer que el coeficiente global de transmisión del calor para el cristalizador es de 171 Kcal/h.m²°C. El cristalizador tiene una superficie de enfriamiento de un m² por metro de longitud. a) Estimar la cantidad de agua necesaria en m³/min. y b) Determinar el número de secciones de cristalizador que han de utilizarse.

La solubilidad del sulfato ferroso es: 140 partes de FeSO₄·7H₂O/100 partes de H₂O a 49 °C y 74 partes de FeSO₄·7H₂O/100 partes de H₂O a 26,7 °C

Calor específico medio de la solución inicial = 0,70 kCal/kg°C

Calor de disolución del FeSO₄·7H₂O a 18°C = - 4400 kCal/PM.

Solución:



Para determinar las fracciones en peso en cada una de las corrientes es necesario hacer uso de los pesos atómicos.

$$\text{Fe} = 56, \quad \text{S} = 32, \quad \text{O} = 16; \text{H} = 1$$

La fracción de sólidos en los cristales (C) es:

$$x_C^S = \text{PM}(\text{FeSO}_4) / \text{PM}(\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}) = 152 / 278 = 0,546$$

La fracción de sólidos en F es:

$$x_F^S = (140)(0,546)/240 = 0,3186$$

La fracción de sólidos en L es:

$$x_L^S = (74)(0,546)/174 = 0,2322$$

Aplicando balance global y por componente en el cristalizador, se tiene:

$$F = L + C \quad (1)$$

$$Fx_F^S = Lx_L^S + Cx_C^S \quad (2)$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$F = L + 1000 \quad (1)$$

$$F(0,3186) = L(0,2322) + C(0,546) \quad (2)$$

Resolviendo simultáneamente se obtiene:

$$L = 2631,94 \text{ kg/h}; \quad F = 3631,94 \text{ kg/h}$$

Las necesidades de enfriamiento pueden calcular de acuerdo con el siguiente procedimiento:

Suponiendo que el calor de cristalización es igual al calor de disolución, pero de signo contrario, se tiene:

$$\text{Calor de cristalización (FeSO}_4\text{7H}_2\text{O)} = -(-4400)/278 = 15,83 \text{ Kcal/Kg}$$

El balance de energía es por tanto:

$$Q = F C_p F (T_L - T_F) + C(\text{Calor de cristalización})$$

$$Q = 3635(0,7)(49 - 26,7) + 1000(15,83) = 72610 \text{ kCal/h}$$

La cantidad de agua necesaria en m³/min se estima de la siguiente manera:

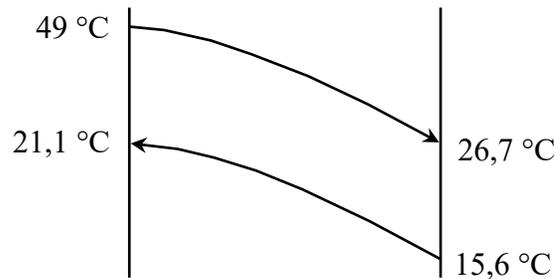
$$Q = m C_p \Delta T;$$

$$m = 72610 \text{ Kcal/h} / (1 \text{ kCal/kg}^\circ\text{C})(21,1-15,6 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$m = 13201,81 \text{ kg/h} = 0,220 \text{ m}^3/\text{min}$$

La superficie de enfriamiento se puede estimar con las ecuaciones (2-39), (2-41) y (2-41):

$$Q = UA\Delta T_{\log}$$



$$\Delta T_{\text{Log}} = \frac{(49 - 21,1) - (26,7 - 15,6)}{\ln(49 - 21,1)/(26,7 - 15,6)} = 18,22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{\text{Log}}} = \frac{72610 \text{ kCal/h}}{171 \text{ kCal/h.m}^2\text{ }^\circ\text{C})(18,22 \text{ }^\circ\text{C})} = 23 \text{ m}^2$$

Cada metro de longitud presenta una superficie de enfriamiento de 1 m², suponiendo que cada sección tiene 3,5 m de longitud, serían necesarias siete secciones.

3.3.3. Problemas propuestos de balance de energía

- 3.3.3.1. En un secador se va a usar una corriente de aire que está a $32,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ y que se debe calentar en un calentador de vapor a $65,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. El flujo de aire es 1000 kg/h . La corriente de vapor entra al calentador saturada y a $148,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, se condensa y se enfría y sale como líquido a $137,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Calcúlese la cantidad de vapor usado en kg/h .
- 3.3.3.2. El vapor de agua que se utiliza para calentar un equipo intermitente entra saturado a $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la cámara de vapor de agua y se condensa completamente, las pérdidas de calor en la cámara de vapor de agua son de 5000 Btu/h . El alimento se introduce en el recipiente a $70\text{ }^{\circ}\text{F}$ y sale a $212\text{ }^{\circ}\text{F}$. Si la carga está constituida por 325 lb de material, y tanto alimento como producto tienen una capacidad calorífica media $C_p = 0,78\text{ Btu/lb}^{\circ}\text{F}$ ¿Cuántas libras de vapor de agua se requieren por libras de carga? ¿Supóngase que la carga permanece en el equipo durante una hora?
- 3.3.3.3. Calcular la cantidad de vapor de agua saturado a $121,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ que debe suministrarse a un secador. El secador funciona de la siguiente manera: Manzanas a $70\text{ }^{\circ}\text{F}$ entran al secador con 80% de humedad y salen a $100\text{ }^{\circ}\text{F}$ con 10% de humedad. 100 lb/h de manzanas frescas entran al secador. Aire fresco a $70\text{ }^{\circ}\text{F}$ y humedad de $0,002\text{ lb}$ de agua/ lb de aire seco se mezcla con aire de recirculación hasta que la humedad es de $0,026\text{ lb}$ de agua/ lb de aire seco y la mezcla se calienta hasta $170\text{ }^{\circ}\text{F}$, usando vapor de agua en un intercambiador de calor. El aire sale del secador a $110\text{ }^{\circ}\text{F}$ con una humedad de $0,04\text{ lb}$ de agua/ lb de aire seco. $C_{p\text{aire}} = 0,241$ y $C_{p\text{sólidos}} = 0,2$. Respuesta: $109,23\text{ lb/h}$.
- 3.3.3.4. En la inactivación de enzimas pécticas de la pulpa de tomate, se pasa vapor de agua sobre ella y el condensado forma parte de la pulpa inactivada, teniendo un efecto diluyente. Si la pulpa tiene una concentración inicial de $5,1\%$ de sólidos y se calienta de $70\text{ }^{\circ}\text{F}$ a $190\text{ }^{\circ}\text{F}$, con vapor a presión atmosférica, ¿cuál será la concentración de sólidos de la pulpa caliente? Suponga que la capacidad calorífica de los sólidos es $0,50$.

3.3.3.5. Una corriente de 16000 lb/h de solución de NaCl al 7% (en peso) se concentra a 40% (en peso) en un evaporador de efecto simple. La solución entra al evaporador y se calienta a 180 °F. El vapor se introduce a una velocidad de 15000 lb/h a 230 °F y sale condensado a 230 °F. a) ¿Qué peso de solución de NaCl al 40% por hora se obtiene? b) ¿Cuál es la temperatura de la alimentación que entra al evaporador? Si el sobrecalentamiento que adquiere el vapor de agua separado del alimento es 2,5 °C, ¿a qué presión opera el evaporador? El C_p medio de la solución de NaCl al 7% es 0,92 btu/lb.°F y el de la solución al 40% 0,85 btu/lb.°F.

3.3.3.6. En un evaporador cuya área de calefacción es de 30 m² se concentra una disolución de NaOH desde el 10% hasta el 40% en peso, a razón de 4000 Kg/h, entrando en el evaporador a 60°C. Para la calefacción se dispone de vapor saturado que condensa a 115°C, y en el espacio de evaporación se mantiene una presión absoluta de 20 mm Hg. Si la cantidad de vapor de calefacción empleado es de 4000 Kg/h, calcule: a) el calor perdido al exterior, expresado en porcentaje del calor suministrado y b) el coeficiente integral de transmisión del calor.

Sugerencia: Utilicé *las Líneas de Dühring* (Geankoplis, 2000) para determinar la temperatura de ebullición de la solución de NaOH al 40%, y la *Gráfica de entalpía-concentración para el sistema de NaOH-agua* (Geankoplis, 2000; McCabe, 2000) para determinar las entalpías. Resp.: 19,2% 1284,92 W/m²K.

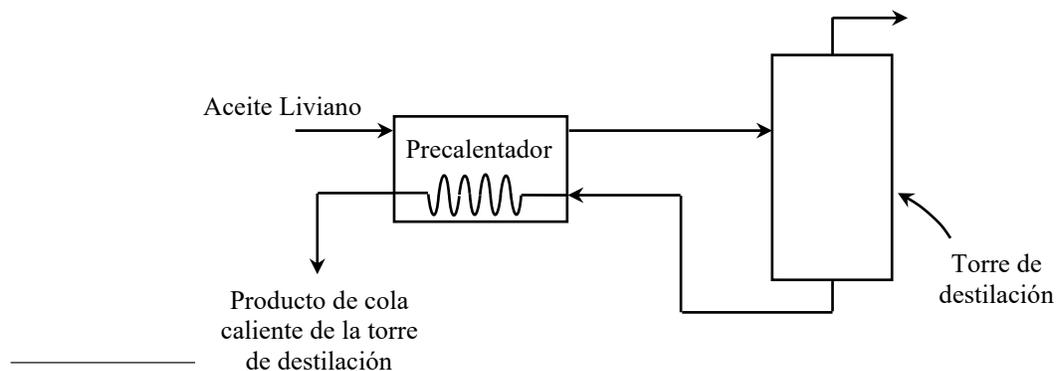
3.2.3.7. Un alimento líquido con 12% de sólidos se calienta con inyección de vapor, el cual entra a 232,1 kPa. El alimento entra al sistema de calentamiento a 50 °C a la velocidad de 100 Kg/min., y sale a la temperatura de 120 °C. El calor específico del alimento al 12% de sólidos es 3,936 kJ/kg °C. Determinar la cantidad y calidad del vapor para asegurar que el alimento salga del sistema de calentamiento con 10% de sólidos. El C_p del alimento al 10% de sólidos es 4,025 kJ/kg °C.

3.2.6.8. En la operación que se muestra en el diagrama de flujo adjunto, se requiere precalentar un aceite liviano que se va a alimentar a una columna de destilación haciéndolo pasar a

través de un intercambiador de calor, en el cual el medio de calefacción es el aceite caliente que proviene del fondo de la columna. Las siguientes condiciones se aplican para cada corriente que entra al precalentador:

	Aceite Liviano	Producto de cola
Flujo volumetrico, m ³ /h	160	120
Densidad, kg/l	0,72	0,74
Calor específico, kJ/kg.K	1,76	1,81
Temperatura entrada, K	300	480

- a.- Si el aceite liviano sale del intercambiador de calor a 360 K, ¿a qué temperatura sale el producto de cola de dicho intercambiador?
- b.- ¿cuál es la temperatura máxima que podría alcanzar el aceite liviano en el intercambiador de calor, si las temperaturas de salida del mismo deben tener una diferencia mínima de 10 °C?



3.2.6.9. En un secador de túnel se introducen 4500 Kg de zanahorias al 30% de agua y 25 °C para llevarla a 24% de agua. El aire de secado entra a 85°C con una humedad de 0,02 lb de agua/lb de aire seco y a una velocidad de flujo de 4,2 lb de aire seco/lb de zanahoria seca y sale a 60°C. ¿A qué temperatura sale la zanahoria? El Cp del aire seco es 0,42 y el de los sólidos de la zanahoria 0,50. Resp.: $T_p = 79,87^\circ\text{C}$.

BIBLIOGRAFÍA

- Abbott, M. M. y Vanness, H. C. (1991): Termodinámica. 2a. ed. México: McGraw-Hill.
- Brennan, J. G.; Cowell N. D. y Butters, J. R. (1999). Las Operaciones de la Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia.
- Cengel, Y. A. (2007). Termodinámica. McGraw-Hill Interamericana.
- Charma, S. K.; Mulvaney, S. J. y Rizvi, S. S. (2003). Ingeniería de Alimentos. Operaciones unitarias y prácticas de laboratorio. Editorial Limusa, S.A. de C.V. Grupo Noriega Editores. México, D. F.
- Charm, S. E. (1971). The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.
- Earle, R. L. (1991). Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia. Zaragoza , España.
- Fernández, C. (2009). Introducción a la termodinámica. Editorial Síntesis, S. A.
- Geankoplis, C. J. (2000). Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias. Editorial Ceesa.
- Heldman, D. R. (1981). Food process engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.
- Heldman, D. R. y Singh, R. P. (2000). Introducción a la Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia.

Jaramillo-Salgado, O. A. (2008). Notas del curso termodinámica para ingeniería. UNAM. Centro de Investigación en Energía. Departamento de Sistemas Energéticos. Temixco, Morelos. México.

McCabe, W. L., Smith, J. C. y Harriott, P. (2000). Operaciones Unitarias en Ingeniería Química. Cuarta Edición. McGraw Hill/Interamericana. España.

Orozco, M. (2002). Operaciones Unitarias. Editorial Limusa S.A. De C.V.

Singh, R. P. (2010). Introducción a la Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia.

Singh, R. P. and Heldman, D. R. (1997) Introduction to Food Engineering, 3rd. Edition, Academic, London.

Sonntag, R. (2006). Introducción a la termodinámica para ingeniería. Limusa Noriega Editores. Mexico, John Wiley & Sons, Inc; 1st. edition.

Toledo, R. (1980). The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Valiente B., A. (1987). Problemas de Balance de Materia y Energía en la Industria Alimenticia. Editorial Acribia. Zaragoza, España.

Wark, K. (1991). Termodinámica. 5a. Ed. McGraw-Hill.

CAPÍTULO IV

PSICROMETRÍA Y SECADO DE ALIMENTOS

4.1. Introducción y objetivos de la psicrometría

El objetivo de la psicrometría incluye la determinación de las propiedades termodinámicas de mezclas gas-vapor. Sus aplicaciones más comunes se asocian al sistema aire-vapor de agua.

El conocimiento de los procedimientos utilizados en los cálculos que incluyen propiedades psicrométricas será útil en el diseño y análisis de diferentes sistemas de almacenamiento y procesamiento de alimentos. Así mismo, resulta imprescindible conocer las propiedades de las mezclas aire-vapor de agua en el diseño tales como equipos de aire acondicionado para conservar alimentos frescos, secadoras de grano de cereal y torres de enfriamiento en plantas procesadoras de alimentos.

En este capítulo se definen las principales propiedades termodinámicas utilizadas en los cálculos psicrométricos. Además, se muestra el diagrama psicrométrico utilizado para el cálculo de esas propiedades y se discuten los procedimientos que se utilizan para el cálculo de ciertos procesos de acondicionamiento de aire.

4.2. Propiedades del aire seco

4.2.1 Composición del aire

El aire es una mezcla de varios gases, cuya composición varía ligeramente en función de la posición geográfica y altitud. En términos científicos, la composición del aire normalmente aceptada, y que se conoce como aire estándar, se muestra en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Composición estándar del aire

Constituyente	% en Volumen
– Nitrógeno	78,08400
– Oxígeno	20,94760
– Argón	0,93400
– Dióxido de carbono	0,03140
– Neón	0,00182
– Helio	0,00052
– Otros gases (trazas de metano, dióxido de azufre, hidrógeno, kriptón y xenón)	0,00066

4.2.2. Volumen específico del aire seco

El volumen específico del aire seco puede calcularse a partir de las leyes de los gases ideales. Entonces,

$$v'_a = \frac{R_a T_A}{P_a} \quad (4-1)$$

donde: v'_a = volumen específico del aire seco (m^3/kg); T_A = temperatura absoluta (K); P_a = presión parcial del aire seco (kPa) y R_a = constante de los gases ($\text{m}^3 \cdot \text{Pa}/\text{kg} \cdot \text{K}$).

4.2.3. Calor específico del aire seco

El calor específico, a 1 atm (101,325 kPa), del aire seco C_{pa} dentro del intervalo de temperatura comprendido entre -40 y 60 °C varía desde 0,997 kJ/kg.K hasta 1,022 kJ/kg.K. En la mayoría de los casos puede utilizarse el valor medio 1,005 kJ/kg.K.

4.2.4. Entalpía del aire seco

La entalpía o contenido energético del aire seco es un término relativo que necesita la elección de un punto de referencia. En los cálculos psicrométricos la presión de referencia es la atmosférica y la temperatura de referencia es 0°C. Utilizando la presión atmosférica como referencia es posible utilizar la siguiente ecuación para calcular la entalpía específica:

$$H_a = 1,005(T_a - T_0) \quad (4-2)$$

donde: H_a = entalpía del aire seco (kJ/kg)
 T_a = temperatura de bulbo seco (°C)
 T_0 = temperatura de referencia, generalmente 0 °C

4.2.5. Temperatura de bulbo seco

La temperatura de bulbo seco es la temperatura mostrada por un indicador de temperatura invariable. Dicha temperatura contrasta con la temperatura de bulbo húmedo, pues el indicador se mantiene cubierto por una capa de agua. Siempre que se indique la temperatura sin ningún sufijo se entenderá que corresponde a la temperatura de bulbo seco.

4.3. Propiedades del vapor de agua

En el apartado 4.1 se muestran los componentes estándar del aire seco. Sin embargo, el aire de la atmósfera contiene siempre algo de humedad. El aire húmedo es una mezcla binaria de aire seco y vapor. El vapor en el aire es esencialmente vapor sobrecalentado a baja presión parcial y temperatura. Está claro que el aire contiene vapor sobrecalentado; sin embargo, bajo ciertas condiciones el aire puede contener gotas de agua en suspensión, fenómeno que se conoce generalmente como “niebla” (en inglés, foggy).

El peso molecular del agua es 18,01534. La constante de los gases para el vapor de agua puede calcularse como:

$$R_w = \frac{8314,41}{18,01534} = 461,52 \text{ m}^3 \cdot \text{Pa} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

4.3.1. Volumen específico del vapor de agua

Por debajo de los 66 °C, el vapor saturado o sobrecalentado sigue las leyes de los gases ideales, de manera que para determinar sus propiedades puede utilizarse la ecuación:

$$v'_w = \frac{R_w T_A}{P_w} \quad (4-3)$$

donde: v'_w = volumen específico del vapor de agua (m^3/kg)

T_A = temperatura absoluta (K)

p_w = presión parcial del vapor de agua (kPa)

R_w = constante de los gases para el vapor de agua ($\text{m}^3 \cdot \text{Pa} / \text{kg} \cdot \text{K}$).

4.3.2. Calor específico del vapor de agua

Está comprobado experimentalmente que el calor específico tanto del vapor saturado como sobrecalentado no varía apreciablemente dentro del intervalo de temperatura comprendido entre -71 y 124 °C, tomándose generalmente un valor de 1,88 kJ/kg.K.

4.3.3. Entalpía del vapor de agua

Para calcular la entalpía del vapor de agua se utiliza la siguiente expresión:

$$H_w = 2501,4 + 1,88(T_a - T_0) \quad (4-4)$$

donde: H_w = entalpía del vapor de agua saturado o sobrecalentado (kJ/kg)
 T_a = temperatura ambiente (°C)
 T_0 = temperatura absoluta (°C).

4.4. Propiedades de las mezclas aire-vapor

Las moléculas de agua presentes en las mezclas de aire-vapor ejercen, al igual que cualquier molécula de gas, una presión sobre las paredes que lo contienen. Las mezclas aire-vapor no siguen estrictamente las leyes de los gases ideales, aunque éstas pueden utilizarse con suficiente presiones inferiores a 3 atm.

4.4.1. Ley de Gibbs-Dalton

Las mezclas aire-vapor de agua existentes en la atmósfera siguen la Ley de Gibbs-Dalton, de forma que la presión ejercida por una mezcla de gases es la misma que la suma de las que ejercerían los gases constituyentes por separado. El aire atmosférico se encuentra a una presión igual a la presión barométrica.

De la ley de Gibbs-Dalton:

$$P_B = p_a + p_w \quad (4-5)$$

donde: P_B = presión total o barométrica del aire húmedo (kPa)
 P_a = presión parcial ejercida por el aire seco (kPa)
 p_w = presión parcial del vapor de agua (kPa).

4.4.2. Punto de rocío

El vapor de agua presente en el aire puede considerarse como vapor a baja presión. El aire se encontrará saturado cuando la temperatura sea la de saturación correspondiente a la presión parcial ejercida por el vapor de agua. Dicha temperatura del aire se denomina temperatura (o punto) de rocío. El punto de rocío puede determinarse mediante la tabla de vapor

de agua; por ejemplo, si la presión parcial de vapor del agua es 2,064 kPa, la temperatura de rocío puede obtenerse directamente como la correspondiente a la temperatura de saturación; esto es, 18 °C.

El concepto de punto de rocío se expresa así: cuando una mezcla aire-vapor se enfría a presión y relación de humedad constante se alcanza una temperatura en la que la mezcla se satura, y por debajo de la cual se produce condensación de la humedad. La temperatura a la que comienza la condensación es la que se denomina temperatura de rocío.

4.4.3. Contenido de humedad

El contenido de humedad W (también denominada simplemente humedad) se define como la masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco. Las unidades en que se expresa el contenido de humedad son kg de agua/kg de aire seco. Entonces,

$$W = \frac{m_w}{m_a} \quad (4-6)$$

ó

$$W = \left(\frac{18,01534}{28,9645} \right) \frac{x_w}{x_a} \quad (4-7)$$

donde: x_w = fracción molar del vapor de agua
 x_a = fracción molar del aire seco.

Las fracciones molares x_w y x_a pueden expresarse en términos de las presiones parciales. A partir de las ecuaciones de los gases perfectos para el aire seco, vapor de agua y una mezcla, respectivamente,

$$p_a V = n_a RT \quad (4-8)$$

$$p_w = n_w RT \quad (4-9)$$

$$PV = nRT \quad (4-10)$$

La ecuación (4-10) puede escribirse como:

$$(p_a + p_w)V = (n_a + n_w)RT \quad (4-11)$$

Dividiendo la ecuación (4-8) por la ecuación (4-11)

$$\frac{p_a}{p_w} = \frac{n_a}{n_a + n_w} = x_a \quad (4-12)$$

$$\frac{p_w}{p_a} = \frac{n_w}{n_a + n_w} = x_w \quad (4-13)$$

Entonces de las ecuaciones (4-7), (4-12) y (4-13) se tiene que:

$$W = 0,622 \frac{p_w}{p_a}$$

teniendo en cuenta que $p_a = p_B - p_w$

$$W = 0,622 \frac{p_w}{p_B - p_w} \quad (4-14)$$

4.4.4. Humedad relativa

La humedad relativa (ϕ) es la relación entre la fracción molar del vapor de agua existente en una determinada muestra de aire húmedo y la existente en una muestra saturada a la misma temperatura y presión. Entonces,

$$\phi = \frac{x_w}{x_{ws}} 100 \quad (4-15)$$

De la ecuación (4-13),

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} 100$$

donde p_{ws} es la presión de saturación del vapor de agua.

En condiciones en que se cumple la ley de los gases ideales, la humedad relativa puede expresarse también como el cociente entre la densidad del vapor de agua en el aire y la densidad del vapor de agua saturado a la temperatura de bulbo seco del aire. Entonces,

$$\phi = \frac{\rho_w}{\rho_s} 100 \quad (4-16)$$

donde: ρ_w = densidad del vapor de agua en el aire (kg/m^3)

ρ_s = densidad del vapor de agua saturado a la temperatura de bulbo seco del aire (kg/m^3).

Tal como su nombre lo indica, la humedad relativa no es una medida absoluta de la humedad presente en el aire sino que proporciona una medida de la cantidad de agua presente en el aire en relación con la máxima cantidad que puede existir en el aire saturado a la temperatura de bulbo seco. Dado que la máxima cantidad posible de agua en el aire aumenta al aumentar la temperatura es necesario indicar dicha temperatura siempre que se exprese la humedad relativa.

4.4.5. Calor húmedo de una mezcla aire-vapor

El calor húmedo C_s se define como la cantidad de calor (kJ) que es necesario aplicar para aumentar 1 K la temperatura de 1 kg de aire seco más la del vapor de agua presente en el mismo.

Teniendo en cuenta que el calor específico del aire seco es de 1,005 kJ/kg de aire seco. K y la del agua 1,88 kJ/kg de agua.K, el calor húmedo de la mezcla aire-vapor de agua viene dado por

$$C_s = 1,005 + 1,88W \quad (4-17)$$

donde: C_s = calor húmedo del aire húmedo (kJ/kg de aire seco.K)

W = humedad (kg de agua/kg de aire seco).

4.4.6. Volumen específico

El volumen específico es el volumen que ocupa 1 kg de aire seco más el del vapor de agua presente. Las unidades que se mide son metro cúbico por kilogramo de aire seco (m^3/kg de aire seco).

$$v_m' = \left(\frac{22,4m^3}{1kg\ mol} \right) \left(\frac{1kg\ molaire}{29kg\ aire} \right) \left(\frac{T_a + 273}{0 + 273} \right) + \left(\frac{22,4m^3}{1\ kg\ mol} \right) \left(\frac{1kg\ molaire}{29kg\ agua} \right) \left(\frac{T_s + 273}{0 + 273} \right) \quad (4-18)$$

$$v_m' = \left(0,082T_a + 22,4 \right) \left(\frac{1}{29} + \frac{W}{18} \right) \quad (4-19)$$

Ejemplo 4-1

Calcular el volumen específico del aire a 92 °C y con una humedad de 0,01 kg de agua/kg de aire seco.

Datos:

Temperatura de bulbo seco = 92 °C

Humedad = 0,01 kg de agua/kg de aire seco

Solución:

Utilizando la ecuación (4.19)

$$v_m' = (0,082 \times 92 + 22,4) \left(\frac{1}{29} + \frac{0,01}{18} \right) = 1049 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

4.4.7 Saturación adiabática del aire

El fenómeno de saturación adiabática del aire se aplica en el secado de alimentos por convección. El proceso de saturación adiabática puede visualizarse en el siguiente experimento. En una cámara bien aislada, como la que la mostrada en al Figura 4.1, el aire se encuentra en contacto con una gran superficie de agua.

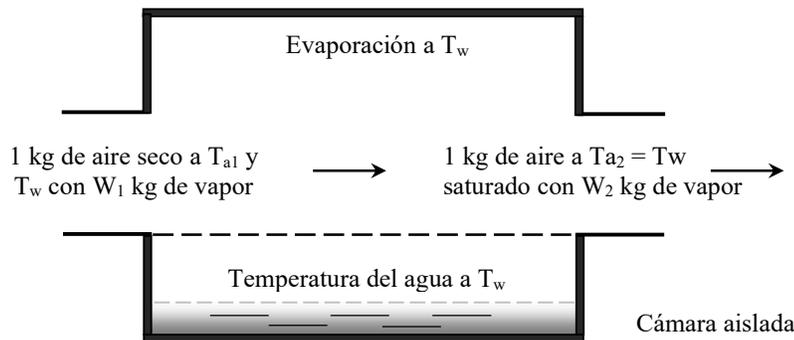


Fig. 4.1. Saturación adiabática del aire en cámara aislada
(Singh y Heldman, 1997).

El aislamiento de la cámara asegura que no exista ganancia o pérdida de calor. Con respecto a los alrededores (condiciones adiabáticas). En este proceso parte del calor sensible del aire que entra se transforma en calor latente.

En las condiciones descritas, el proceso de evaporación del agua en el aire que produce su saturación al transformarse en calor latente parte del calor sensible del aire que entra, se define como saturación adiabática.

La ecuación para la saturación adiabática es:

$$T_{a_1} = H_L \frac{(W_2 - W_1)}{(1,005 + 1,88W_1)} + T_{a_2} \quad (4-20)$$

La ecuación (4-20) puede escribirse como

$$\frac{W_2 - W_1}{T_{a_1} - T_{a_2}} = \frac{\bar{C}_s}{H_L} \quad (4-21)$$

Siendo $C_s = 1,005 + 1,88 \left(\frac{W_1 + W_2}{2} \right)$

Ejemplo 4.2

Aire, con temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo de 60 °C y 27,5 °C, respectivamente, y una humedad de 0,01 kg de agua/kg de aire seco, se mezcla adiabáticamente con agua, y se enfría y humidifica hasta alcanzar una humedad de 0,02 kg de agua/kg de aire seco. ¿Cuál es la temperatura final del aire acondicionado?

Solución:

Temperatura de bulbo seco = 60 °C

Temperatura de bulbo húmedo = 27,5 °C

Humedad inicial, $W_1 = 0,01$ kg de agua/kg de aire seco

Humedad final, $W_2 = 0,02$ kg de agua/kg de aire seco

(1) De la Tabla B.7 (Apéndice B: Propiedades del Vapor Saturado y del Agua) el calor latente de vaporización a $27,5\text{ }^{\circ}\text{C} = 2436,37\text{ kJ/kg}$

(2) Utilizando la ecuación (4-20),

$$T_{\text{salida}} = 60 - \frac{2436,37(0,02 - 0,01)}{[1,005 + (1,88)(0,015)]} = 36,4\text{ }^{\circ}\text{C}$$

4.4.8. Temperatura de bulbo húmedo

Cuando se describen las mezclas aire-vapor se utilizan generalmente dos temperaturas de bulbo húmedo: temperatura de bulbo húmedo psicrométrica y la temperatura de bulbo húmedo termodinámica. Para el aire húmedo ambas temperaturas son aproximadamente iguales, aunque en otros sistemas gas-vapor las diferencias pueden ser importantes.

La temperatura de bulbo húmedo psicrométrica es la que se alcanza cuando el bulbo de un termómetro de mercurio cubierto con un paño húmedo se expone a una corriente de aire sin saturar que fluye a elevadas velocidades (alrededor 5 m/s). O también, el termómetro con el bulbo cubierto con el paño húmedo puede moverse en el seno del aire sin saturarse. Cuando el paño se expone al aire sin saturar, parte del agua se evapora debido a que la presión de vapor del paño húmedo saturado es mayor que la del aire sin saturar.

El proceso de evaporación consume calor latente del paño húmedo y produce un descenso de la temperatura del bulbo cubierto. Cuando la temperatura del paño desciende por debajo de la temperatura de bulbo seco del aire, el calor latente fluye desde el aire hacia el paño y tiende a aumentar su temperatura. El estado estacionario se alcanza cuando el flujo de calor desde el aire hacia el paño es igual al calor latente de vaporización necesario para evaporar la humedad del paño. Esta temperatura de equilibrio, indicada por el termómetro de bulbo húmedo o por un sensor de temperatura convenientemente modificado, se denomina temperatura de bulbo húmedo.

Como se ha mencionado anteriormente, el movimiento de aire alrededor del paño húmedo es esencial para que éste alcance la temperatura de equilibrio entre T_a y T_w .

En contraste con la temperatura de bulbo húmedo psicrométrica, la temperatura de bulbo húmedo termodinámica se alcanza cuando se satura adiabáticamente aire húmedo mediante la evaporación del agua. Para el caso del aire húmedo ambas temperaturas son casi iguales.

La ecuación desarrollada por Carrier, que relaciona presiones parciales y temperaturas de mezclas aire-vapor ha sido ampliamente utilizada en los cálculos necesarios para determinar propiedades psicrométrica. La ecuación es la siguiente:

$$p_w = p_{wb} - \frac{(p_B - p_{wb})(T_a - T_w)}{1555,56 - 0,722T_w} \quad (4-22)$$

donde: p_w = presión parcial del vapor de agua a la temperatura de rocío (kPa)

p_B = presión barométrica (kPa)

p_{wb} = presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de bulbo húmedo (kPa)

T_a = temperatura de bulbo seco (°C)

T_w = temperatura de bulbo húmedo (°C).

Ejemplo 4.3

Determinar la temperatura de rocío, la humedad, el volumen húmedo y la humedad relativa del aire que presenta una temperatura de bulbo seco de 40 °C y una temperatura de bulbo húmedo de 30 °C.

Solución:

Temperatura de bulbo seco = 40 °C

Temperatura de bulbo húmedo = 30 °C

- (1) Del Apéndice B (Tabla B.7):

Presión de vapor a 40 °C = 7,384 kPa.

Presión de vapor a 30 °C = 4,246 kPa.

Presión barométrica = 1 atm = 101,325 kPa.

- (2) De la ecuación (4.22)

$$p_w = 4,246 - \frac{(101,325 - 4,246)(40 - 30)}{1555,56 - (0,722 \times 30)} = 3,613$$

kPa.

Del mismo apéndice A.2 (Tabla B.7) se obtiene que la temperatura que corresponde a una presión de 3,613 kPa es de 27,2 °C (interpolación), por lo que la temperatura de rocío = 27,2 °C.

- (3) La humedad, a partir de la ecuación (4-14)

$$W = \frac{(0,622)(3,613)}{(101,325 - 3,613)} = 0,023 \text{ kg de agua/kg de aire seco}$$

- (4) El volumen húmedo a partir de la ecuación (4-19)

$$v_m' = (0,082 \times 40 + 22,4) \left(\frac{1}{29} - \frac{0,023}{18} \right) = 0,918 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

- (5) Humedad relativa: ecuación (4-15), la humedad relativa es la relación entre la presión parcial del vapor de agua en el aire (3,613 kPa) y la presión de vapor a la temperatura de bulbo seco (7,384 kPa).

$$\phi = \frac{3,613}{7,384} \times 100 = 48,9 \%$$

4.5. Diagrama psicrométrico

4.5.1. Construcción del diagrama

La construcción del diagrama psicrométrico puede entenderse a partir de la Fig. 4.2. Las coordenadas básicas del diagrama son la temperatura de bulbo seco en el eje de las abscisas y la humedad en el eje de las ordenadas. La temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de rocío se representan en la curva que asciende hacia la derecha. Las líneas oblicuas, mostradas en la Fig. 4.2, representan mezclas con la misma temperatura de bulbo húmedo. Las líneas de entalpía constante coinciden con las de temperatura de bulbo húmedo. Las curvas de humedad relativa también son ascendentes hacia la derecha. Obsérvese que la curva de saturación representa el 100% de HR. Las líneas de volumen específico constante se representan oblicuamente; sin embargo, su pendiente es diferente de las líneas de bulbo húmedo.

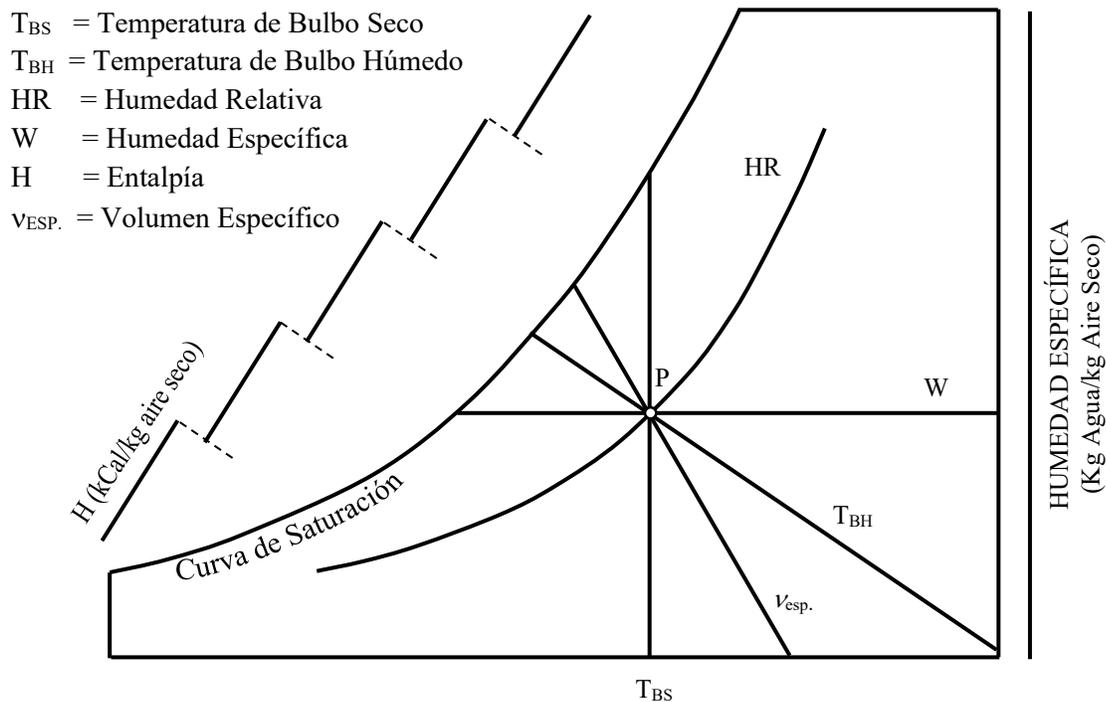


Fig. 4.2. Esquema de un diagrama psicrométrico.

Ejemplo 4.4

Una mezcla de aire-vapor se encuentra a una temperatura de bulbo seco de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ de temperatura de bulbo húmedo. Utilizando el diagrama psicrométrico, determinar la humedad relativa, humedad, volumen específico, entalpía y punto de rocío.

Solución:

A partir de los valores de propiedades independientes conocidos, identificar un punto en el diagrama psicrométrico del Apéndice F. Tal como se muestra en el diagrama-esquema (Fig. 4.3), deben realizarse los siguientes pasos.

- (1) desplazarse hacia arriba en la línea de bulbo seco de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta que intercepte con la línea de bulbo húmedo correspondiente a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- (2) Humedad relativa: leerla en la curva que pasa a través de A; $\phi = 30\%$.
- (3) Humedad: Desplazarse horizontalmente hacia la derecha en la ordenada hasta leer $W = 0,023\text{ kg de agua/kg de aire seco}$.
- (4) Entalpía: desplazarse hacia la izquierda en la línea oblicua de entalpía constante (la misma a la temperatura de bulbo húmedo) hasta leer $H_w = 111,2\text{ kJ/kg de aire seco}$.
- (5) Volumen específico: Por interpolación entre las líneas de volumen específico: $v'_m = 0,948\text{ m}^3/\text{kg aire seco}$.
- (6) Punto de rocío: desplazarse horizontalmente hacia la izquierda hasta alcanzar la humedad relativa 100% (curva de saturación). La temperatura de intersección es el punto de rocío, en este caso $29\text{ }^{\circ}\text{C}$.

(7)

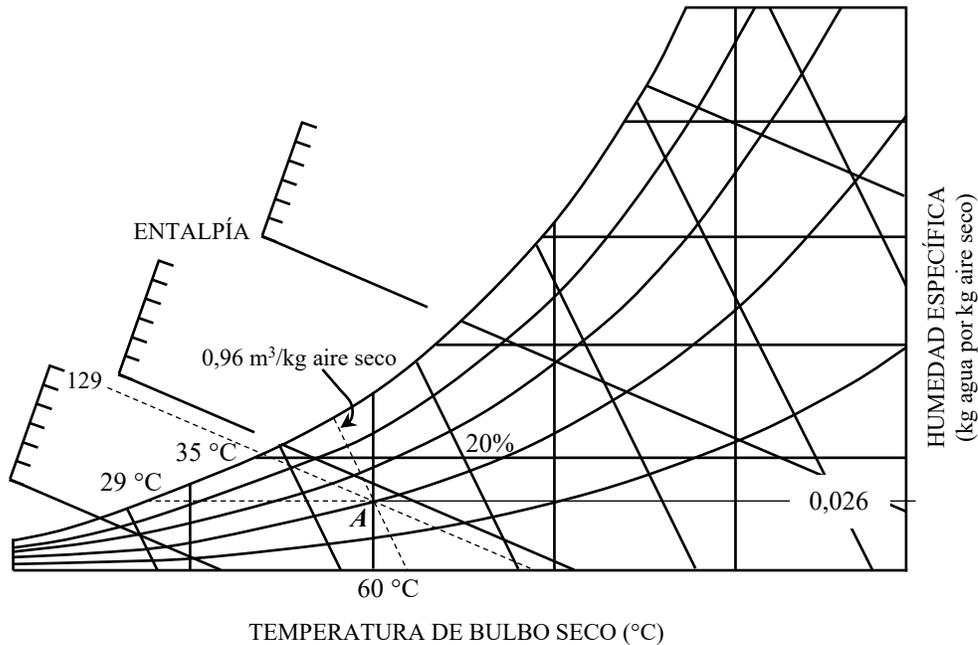


Fig. 4.3. Diagrama psicrométrico con las condiciones de aire mostradas en el ejemplo 4.4.

4.5.2. Utilización del diagrama psicrométrico para el análisis de procesos complejos de acondicionamiento de aire

4.5.2.1. Calentamiento (o enfriamiento) de aire

El calentamiento (o enfriamiento) de aire puede realizarse sin añadir o retirar agua; es decir, permaneciendo constante la humedad. Como consecuencia el proceso de calentamiento (o enfriamiento) se representa en el diagrama psicrométrico mediante una línea horizontal.

El proceso identificado por la línea *AB* en la Fig. 4.4 indica un proceso de calentamiento/enfriamiento. Es obvio que si la mezcla aire-vapor se calienta, la temperatura de bulbo seco debe aumentar; entonces, las condiciones cambiarían de *A* a *B*. Por el contrario, en el proceso de enfriamiento las condiciones cambiarían de *B* a *A*.

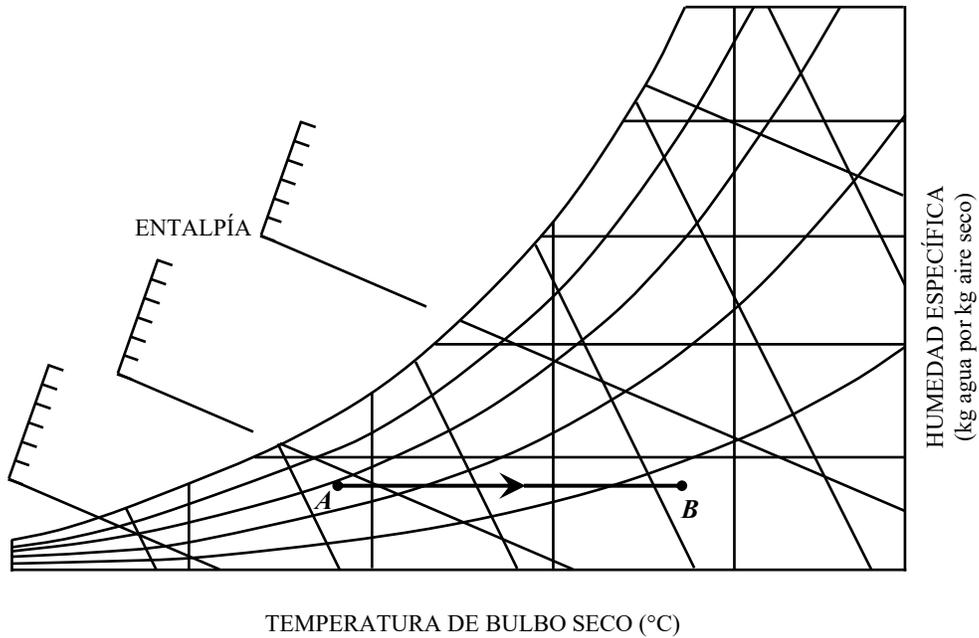


Fig. 4.4. Diagrama psicrométrico mostrando un proceso de calentamiento.

Para calcular la cantidad de energía necesaria para calentar el aire húmedo desde el estado A al estado B puede utilizarse la siguiente ecuación:

$$q = \dot{m}(H_B - H_A) \quad (4-23)$$

donde H_B y H_A corresponden a los valores de entalpía obtenidos del diagrama.

Ejemplo 4.5.

Calcular la energía necesaria para calentar $10 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ de temperatura de bulbo seco y 80% de humedad relativa, hasta alcanzar una temperatura de bulbo seco de $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Solución:

(1) Utilizando el diagrama psicrométrico del Apéndice F, se encuentra que a una temperatura de bulbo seco de 25 °C y 80 % de humedad relativa, la entalpía es $H_1 = 67,0$ kJ/kg de aire seco, la humedad $W_1 = 0,0149$ kg de agua/kg aire seco y el volumen específico $v'_m = 0,87$ m³/kg de aire seco. Al final del proceso de calentamiento, la temperatura de bulbo seco es de 50 °C con una humedad de 0,0149 kg de agua/kg de aire seco. Los siguientes valores pueden obtenerse del diagrama, siendo: entalpía $H_2 = 93,5$ kJ/kg de aire seco; humedad relativa, $\phi = 21$ %.

(2) Utilizando la ecuación (4-23),

$$q = \frac{10}{0,87}(93,5 - 67,0) = 304,6 \text{ kJ/s} = 304,6 \text{ kW}$$

(3) suministro de energía necesario para efectuar el proceso es 304,6 kW.

(4) En estos cálculos se ha supuesto que durante el proceso de calentamiento no se produce ganancia de humedad. Esto no será cierto si se utiliza un sistema directo de combustión de gas o petróleo, ya que en tales procesos se producen pequeñas cantidades de agua como parte de la reacción de combustión.

4.5.2.2. Mezcla de aire

A menudo es necesario mezclar dos corrientes de aire de diferentes propiedades psicrométricas. De nuevo, el diagrama psicrométrico puede utilizarse fácilmente para determinar las propiedades del aire mezclado.

El procedimiento a seguir implica en primer lugar la localización en el diagrama de las condiciones que presentan las dos masas de aire, representadas en la Fig.4.5 por los puntos *A* y *B*. A continuación se unen los dos puntos mediante una línea recta. Esta línea recta se divide en proporción inversa a los pesos de las dos corrientes de aire. Si las dos cantidades de aire son

iguales en peso, la mezcla de aire vendrá dada por el punto C (punto mitad de la línea AB), tal como se muestra en al Fig. 4.5 (regla de palanca).

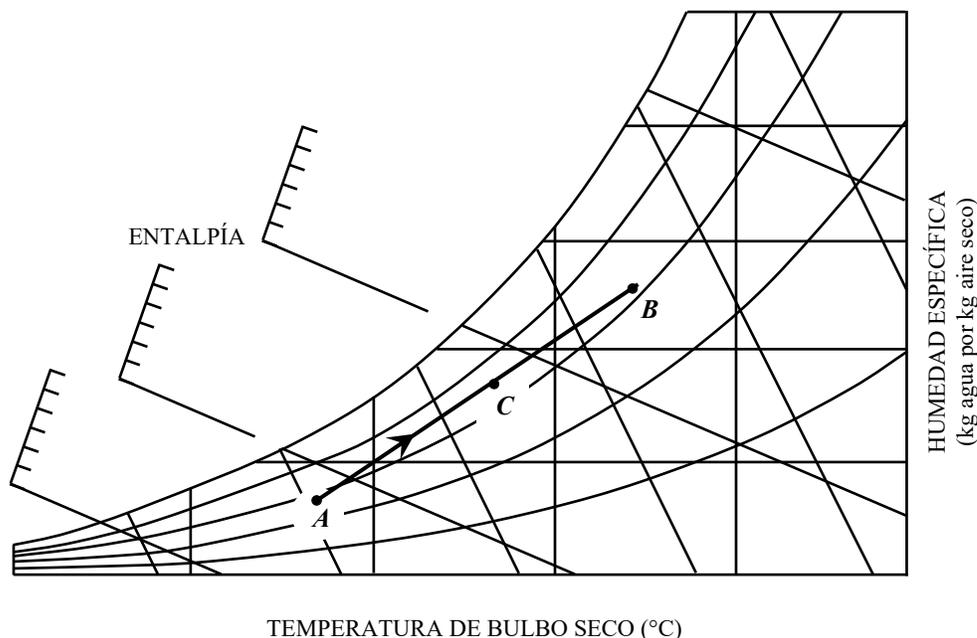


Fig. 4.5. Diagrama psicrométrico mostrando una mezcla de dos masas iguales de aire.

Ejemplo 4.6

Con el fin de ahorrar energía se está modificando un secadero de alimentos para reutilizar parte del aire de salida. La corriente de aire de salida, $10 \text{ m}^3/\text{s}$ a $50 \text{ }^\circ\text{C}$ y 30% de humedad relativa se mezcla con $20 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire ambiente a $25 \text{ }^\circ\text{C}$ y 60% de humedad relativa. Utilizando el diagrama psicrométrico del Apéndice F, determínese la temperatura de bulbo seco y la humedad del aire de mezclado.

Solución:

- (1) A partir de los datos, localizar los puntos A y B , identificando el aire de salida y el aire ambiente tal como se muestra en la Fig. 4.6.

- (2) Unir los puntos *A* y *B* con una línea recta.

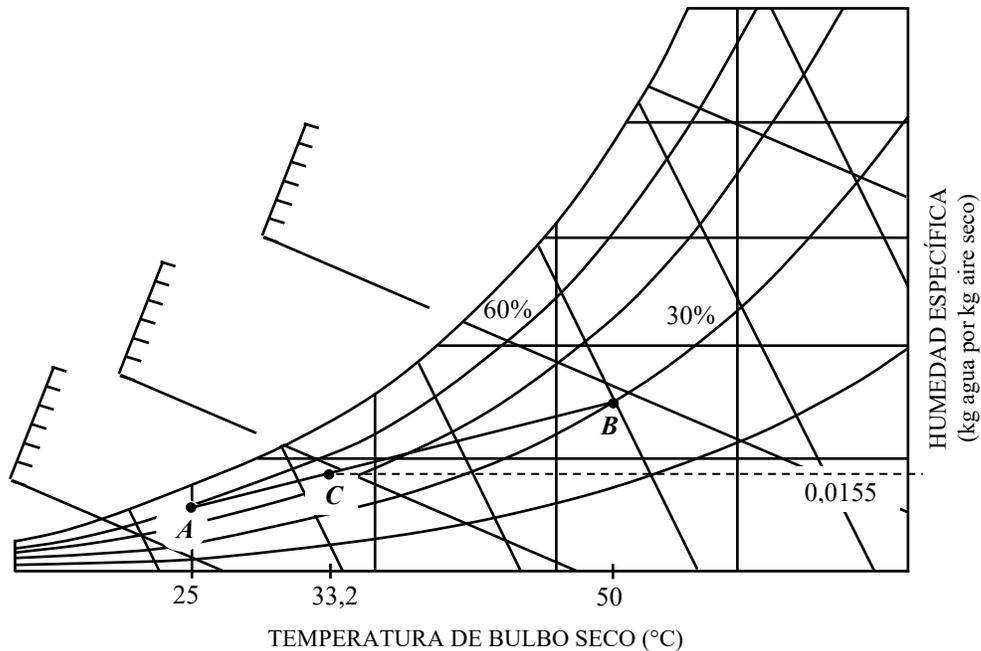


Fig. 4.6. Mezcla de aire en partes desiguales para los datos mostrados en el ejemplo 4.6.

- (1) La división de la línea *AB* se ha hecho de acuerdo con la influencia relativa de la masa de aire que se mezclan. Teniendo en cuenta que el aire mezclado contiene 2 partes de aire ambiente y 1 parte de aire de salida, la línea *AB* se ha dividido en la proporción 1:2 para localizar el punto *C*. La fracción más corta, línea *AC*, corresponde a la masa mayor de aire.
- (2) El aire mezclado, representado por el punto *C*, tendrá una temperatura de bulbo seco de 33,2 °C y una relación de humedad de 0,0155 kg de agua/kg de aire seco.

3.5.2.3. Secado

Cuando se hace pasar aire caliente a través de un lecho de alimentos granulados húmedos, el proceso de secado puede describirse en el diagrama psicrométrico como un proceso de

saturación adiabático. El calor de vaporización necesario para secar el producto proviene sólo del aire seco; es decir, no existe transmisión de calor por conducción o radiación desde los alrededores. Conforme el aire pasa a través de la masa granulada, una gran parte del calor sensible del aire se convierte en calor latente, por lo tanto más agua pasa al aire en estado de vapor.

Tal como se muestra en la Figura 4.7, durante un proceso de saturación adiabática la temperatura de bulbo seco disminuye, mientras que la entalpía permanece constante, lo cual implica que la temperatura de bulbo húmedo permanece prácticamente constante. Conforme el aire gana humedad procedente del producto, su humedad aumenta.

Ejemplo 4.7

Se utiliza aire caliente a 50 °C y 10 % de humedad relativa para secar arroz en un secadero de armario. El aire presenta condiciones de saturación a la salida del secador. Determinar la cantidad de agua eliminada por kg de aire seco.

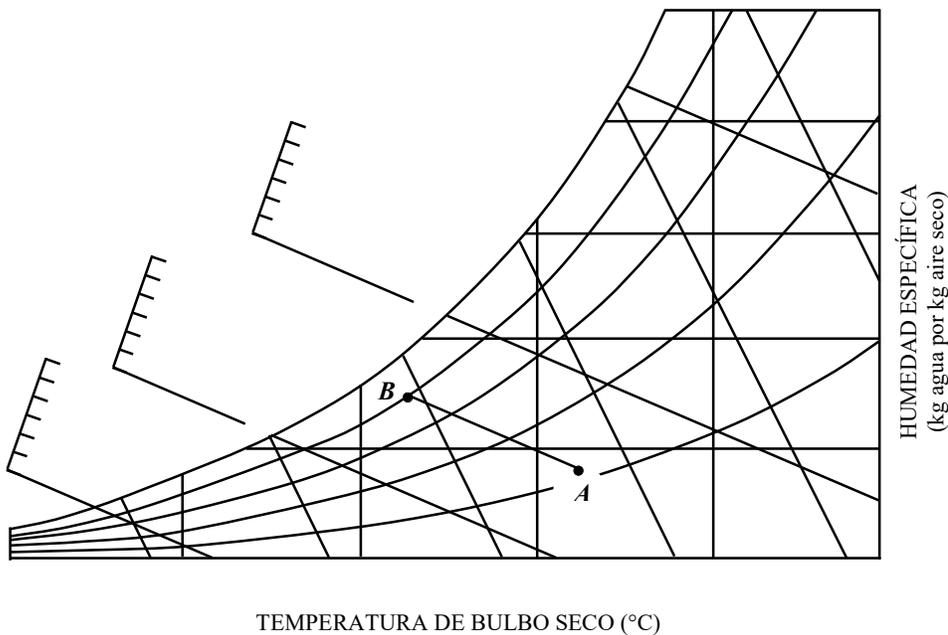
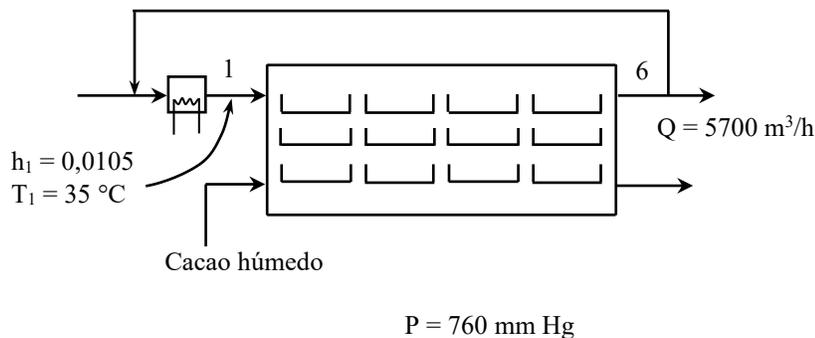


Fig. 4.7. Diagrama psicrométrico mostrando un proceso de secado (o saturación adiabática).

hasta 35 °C antes de entrar a la segunda sección, de la cual sale también a 80% de humedad relativa. La misma secuencia se sigue en la tercera sección. El aire húmedo final sale a razón de 5700 m³/h. La presión de trabajo es de 760 mm Hg y el proceso es adiabático. Calcular: a) la temperatura y la humedad del aire saliente de cada sección y b) la cantidad de agua que se elimina en el secador

Solución:

Suponiendo que el secado se verifica de acuerdo con el esquema siguiente:



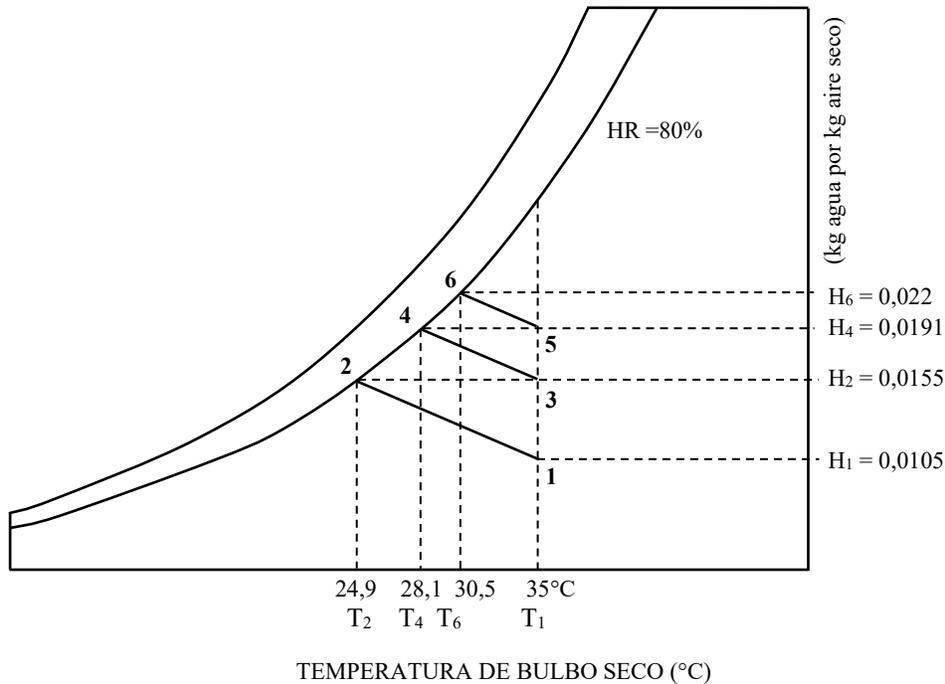
a) Temperatura y humedad del aire para cada sección:

Con la temperatura de entrada y la humedad absoluta se alcanza un punto en el diagrama psicrométrico del Apéndice F; durante el secado la humidificación del aire se lleva a cabo a lo largo de una línea de enfriamiento adiabática hasta que se alcanza la humedad por ciento requerida, allí se lee la humedad y la temperatura. El calentamiento estará representado por una línea horizontal desde la humedad por ciento hasta la temperatura de entrada a la misma sección de calentamiento, tal como se indica en el esquema que se muestra. Temperatura y humedad del aire para cada sección se resumen en el siguiente cuadro:

	1 (E)	2 (S)	3 (E)	4 (S)	5 (E)	6 (S)
H (kg H₂O/h)	0,0105	0,0155	0,0155	0,0191	0,0191	0,022
T (°C)	35	24,9	35	28,1	35	30,5

E: entrada del aire en cada etapa

S: Salida del aire en cada etapa



- b) Para obtener la cantidad de agua evaporada (W) se realiza un balance total de materia para el agua en función de las humedades.

$$\text{Balance de materia: } \dot{m}_1(h_6 - h_1) = W$$

$$\text{Masa de aire seco: } \dot{m} = \frac{Q_6}{v_6}$$

$$v_6 = (0,022/18 + 1/29)(273 + 30,5)(0,082) = 0,889 \text{ m}^3/\text{kg a.s.};$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{v_6} = \frac{5700 \text{ m}^3/\text{h}}{0,889 \text{ m}^3/\text{kg a.s.}} = 6412 \text{ kg a.s./h}$$

Agua evaporada:

$$W = 6412 (0,022 - 0,0105) = 73,74 \text{ kg H}_2\text{O/h}$$

4.6. Secado de alimentos

4.6.1. Introducción y objetivos del secado

La disminución de la humedad de los alimentos es uno de los métodos más antiguos utilizados para su conservación. Al reducir el contenido de agua de un alimento hasta un nivel muy bajo se elimina la posibilidad de su deterioro biológico y se reducen apreciablemente las velocidades de otros mecanismos de deterioro. Además del efecto conservante, mediante la deshidratación se reducen el peso y el volumen del alimento, aumentando la eficacia de los procesos de transporte y almacenaje. Además la deshidratación de un alimento produce a menudo otro más apto para el consumo.

La conservación de frutas y hortalizas mediante su deshidratación supone un importante desafío, pues debido a la estructura de estos productos la eliminación del agua debe hacerse de modo que el perjuicio sobre sea calidad mínimo. Esto exige que el producto seco pueda rehidratarse hasta un producto prácticamente de la misma calidad que el original. Para obtener estos resultados con frutas y verduras deshidratadas los procesos de transferencia de materia y de calor deben ser optimizados, por lo que para el diseño del proceso es necesario un cuidadoso análisis del efecto de estos fenómenos de transporte en la estructura del alimento. Sólo mediante un buen conocimiento y análisis de estos procesos podría obtenerse un alimento de óptima calidad.

4.6.2. Procesos básicos del secado

A la hora de diseñar el equipo de deshidratación para eliminar la humedad de un alimento de manera eficaz debe tenerse en cuenta los diversos procesos y mecanismos que tienen lugar en el producto. Estos procesos y mecanismos tienen particular importancia en el caso de las frutas y verduras, en los que la retirada del agua puede modificar su estructura.

4.6.3. Actividad del agua

4.6.3.1. El agua en los alimentos

Un aspecto fundamental en la conservación de alimentos es conocer como está ligada el agua en el alimento, más que la cantidad de agua que realmente contiene. El término actividad de agua fue introducido en los años 50 para describir el estado del agua en los productos alimenticios. La actividad de agua es un factor primordial en el crecimiento microbiano, la producción de toxinas, y las reacciones enzimáticas y no enzimáticas (Leung, 1986). La mayoría de las bacterias no pueden crecer por debajo de una actividad de agua de 0,90 (Bone, 1987), factor utilizado como parámetro regulador por la Food and Drug Administration (FDA) de Estados Unidos referente a los alimentos enlatados (Barbosa-Canovas y Vega-Mercado, 2000).

El agua es un constituyente de importancia en los alimentos. A mediados del siglo XX, los científicos discutieron la existencia de una relación entre el agua contenida en un alimento y su incidencia con el deterioro de éste. También consideraron que el agua activa es mucho más importante para la estabilidad de un alimento, que la cantidad total de agua presente (Rahman y Labuza, 1999). Scott (1957) estableció claramente, que la actividad de agua de un medio se correlacionaba con el deterioro de la estabilidad del alimento, debido al crecimiento de microorganismos. Por tanto, es posible el desarrollo de reglas generalizadas o límites para el control de la estabilidad de los alimentos usando el concepto de actividad de agua. Ésta es la razón principal por la cual los científicos hicieron énfasis en la actividad de agua, en lugar de utilizar el contenido de agua presente en los alimentos. Desde entonces, la comunidad científica ha explorado el gran significado de la actividad de agua en la determinación de las características físicas, procesos, vida útil, y propiedades sensoriales de los alimentos (Rahman y Labuza, 1999). Chirife y Fontana (1982) reportaron valores de actividad de agua para alimentos frescos en un rango de 0,970-0,996.

La actividad de agua es una propiedad termodinámica y se define como la proporción entre la presión de vapor del agua (P_v) en un sistema y la presión de vapor del agua pura (P_v^0) a

la misma temperatura, o la humedad relativa de equilibrio del aire que rodea el sistema a la misma temperatura.

$$a_w = \frac{P_v}{P_v^0} = \frac{HR}{100} \quad (4-24)$$

4.6.3.2. Isotermas de sorción de humedad

La isoterma de sorción se define como la relación entre la actividad de agua (o la humedad relativa del aire circundante) y el contenido de humedad de un material en equilibrio a temperatura constante. La forma típica de una isoterma refleja la manera en que el agua se liga al sistema. Para una actividad de agua por encima de aproximadamente 0,30; se considera que el agua es retenida en los sitios polares de energía relativamente alta. Esta región se denomina la monocapa. En el rango de a_w de 0,30 a 0,70; está referida como agua multicapas; que consiste de capas de agua las cuales son adsorbidas hacia la primera capa por los enlaces de hidrógeno. Por encima de una actividad de agua de 0,70; el agua se aproxima a la condición de “agua condensada”; es relativamente libre y la isoterma refleja los efectos de la solución y superficie de capilaridad (Barbosa-Canovas y Vega-Mercado, 2000).

Las isotermas de desorción se obtienen cuando el proceso de equilibrio parte de una muestra húmeda, y a esta se le permite equilibrarse con la humedad del aire circundante perdiendo humedad. Las isotermas de adsorción se obtienen cuando el proceso de equilibrio parte de la muestra seca. Dependiendo de sí el proceso es desorción o adsorción, la cantidad de agua a cualquier a_w puede ser diferente. Esta diferencia entre desorción y adsorción es denominada histéresis (Fuentes y Fernández-Molina, 2004). La histéresis es generalmente observada en la mayoría de los productos higroscópicos.

La Figura 4.9 presenta las tres formas básicas de isotermas de sorción que caracterizan a los materiales en referencia a la adsorividad de agua. Un alimento es considerado material higroscópico.

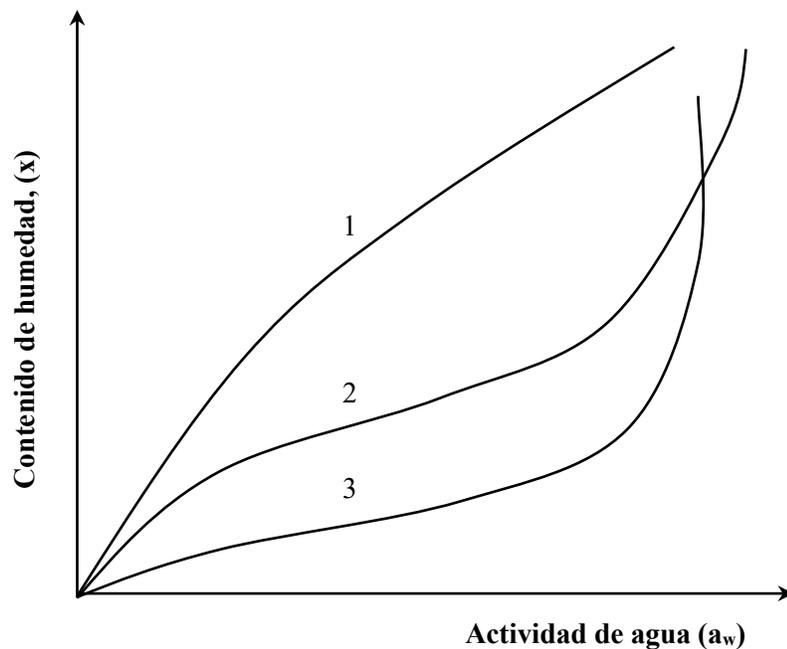


Fig. 4.9. Formas básicas de isoterma de sorción. 1. Altamente higroscópicos; 2. Higroscopia media; 3. Baja Higroscopia, sensibles a humedad alta del aire (Adaptado de Fuentes y Fernández-Molina, 2004).

4.6.3.3. Uso de la isoterma de sorción de humedad

La isoterma de sorción de es una herramienta extremadamente valorable para la ciencia de los alimentos y puede ser utilizada para predecir potenciales cambios en la estabilidad de los alimentos, para la selección de empaques y para la selección de ingredientes.

a) Valor de estabilidad de la monocapa

Estudios de la velocidad de reacciones químicas en alimentos han mostrado que para la mayoría de los alimentos deshidratados existe un contenido de humedad por debajo del cual la tasa de deterioro es despreciable. Este contenido de humedad corresponde al valor de la monocapa.

b) Aspectos microbiológicos

Existe también un a_w crítico por debajo del cual los microorganismos no pueden crecer. Para la mayoría de los alimentos, éste a_w crítico se encuentra en el rango de 0,60 – 0,70. En consecuencia, conociendo la isoterma de sorción de humedad se puede predecir la humedad máxima que se podría permitir durante el almacenamiento. Naturalmente, para valores más altos de actividad de agua, deben considerarse otros factores tales como pH, agentes antimicóticos, temperatura y otros.

c) Predicciones en empaques

La isoterma de sorción se puede usar también para determinar el contenido de humedad máximo para el almacenamiento seguro (contenido crítico de humedad). Labuza y Contreras (1981) derivaron una ecuación razonablemente simple para estimar la ganancia o pérdida de humedad para un alimento mantenido en un empaque semi-permeable.

4.6.3.4. Predicción de la actividad de agua

Se han propuesto numerosas ecuaciones para describir el comportamiento de materiales alimenticios frente a los fenómenos de sorción de humedad. Además de la utilidad de los modelos en el estudio de la deshidratación de alimentos, son de gran ayuda en la dilucidación de fenómenos termodinámicos.

Un gran número de correlaciones se han propuesto para representar el caso isotérmico; ellas se originan en el campo de la ciencia de superficie, tal como la ecuación clásica de B.E.T. (Brunauer *et al.*, 1938):

$$\frac{a_w}{m(1-a_w)} = \frac{1}{Cm_1} + \frac{a_w(C-1)}{Cm_1} \quad (4-25)$$

donde: m es el volumen de agua adsorbida en el alimento, m_1 es el volumen de la cantidad de gas adsorbida en la capa monomolecular y C es una constante.

El modelo de GAB (de Guggenheim-Anderson-De Boer) es uno de los más utilizados para el ajuste y representación de datos de sorción de humedad de alimentos (Fig. 4.10). El modelo de GAB se expresa como:

$$\frac{m}{m_1} = \frac{Cka_w}{(1 - ka_w)(1 - ka_w + Cka_w)} \quad (4-26)$$

donde m es la humedad de equilibrio y m_1 humedad de la monocapa, ambas en base seca, C es la constante de Guggenheim, $C' \exp(H_1 - H_m)/RT$; H_1 es el calor de condensación del agua pura; H_m es el calor de sorción de la primera capa; k es un factor de corrección de las propiedades de la multicapa con respecto al líquido, $k' \exp(H_1 - H_q)/RT$ y H_q es el calor de sorción de las multicapas.

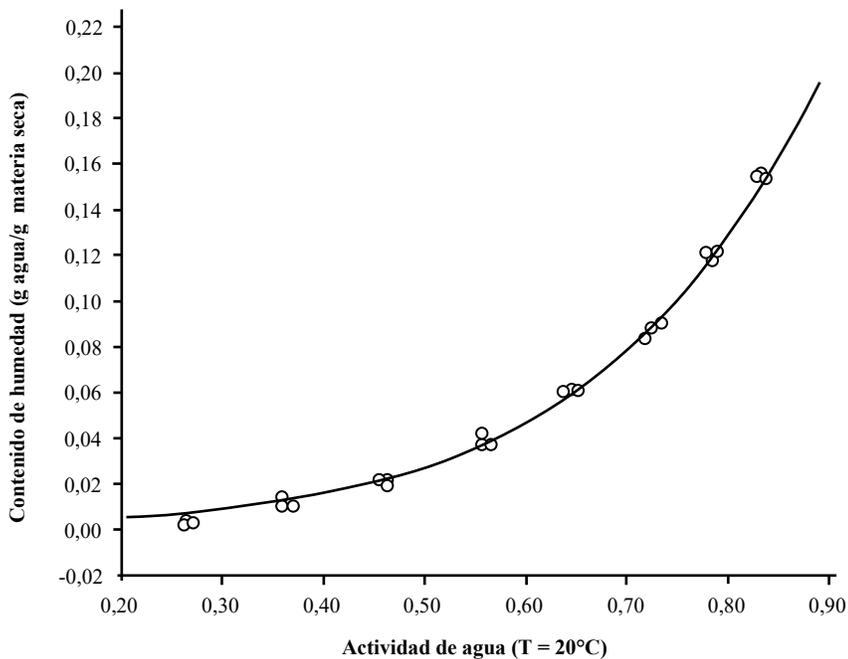


Fig. 4.10. Isotermas de sorción de humedad experimental (ooo) y ajustada (—) con el modelo de GAB de harina de yuca a 20 °C (Fuentes y Fernández-Molina, 2004).

El modelo de GAB es uno de los más aceptados para alimentos, sobre un amplio rango de actividad de agua de 0,10 a 0,9. Los detalles de los modelos de isothermas con sus parámetros han sido recopilados por (Fuentes y Fernández-Molina, 2004).

Ejemplo 4.8

Se desea deshidratar una fruta cuya curva de desorción, bajo condiciones controladas, muestra los siguientes resultados:

m (g agua/g sólido seco)	0,06	0,13	0,20	0,30	0,42
a _w (Actividad de agua)	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50

Estímese el porcentaje de humedad hasta el cual se debe deshidratar, para darle al alimento la mayor estabilidad.

Solución:

Para determinar el agua correspondiente a la monocapa, se puede utilizar la ecuación (4-25) (Isotherma BET). Con la ayuda de esta ecuación se puede calcular m_1 y C con datos experimentales de a_w y m . Al graficar $a_w/m(1-a_w)$ en el eje de ordenadas y a_w en el eje de abscisas, se obtiene una recta cuya intersección con el eje de ordenada es $1/m_1C$, y la pendiente de la recta es igual a $(C-1)/m_1C$. Esto resulta de la siguiente comparación:

$$\frac{a_w}{m(1-a_w)} = \frac{1}{Cm_1} + \frac{a_w(C-1)}{Cm_1}$$

$$y = b + mx \quad (m \text{ es la pendiente de la línea recta})$$

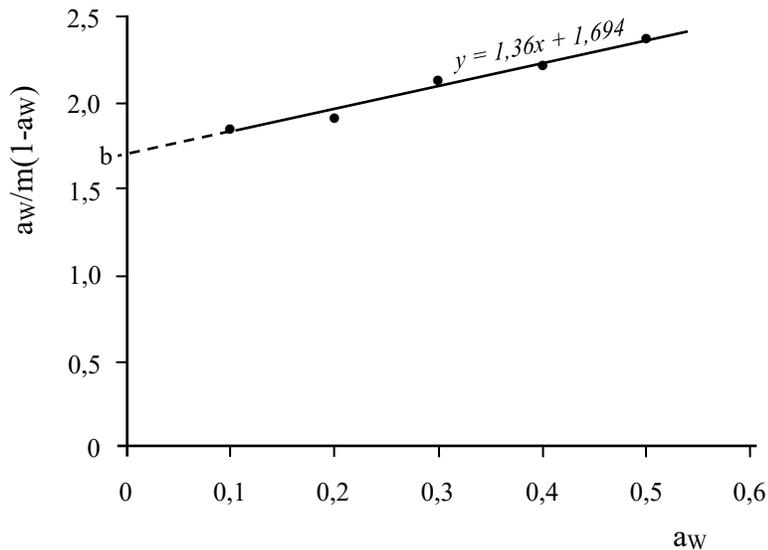
$$y = aw/m(1 - aw), \quad b = 1/m_1C,$$

$$\text{Pendiente (m)} = (C - 1)/m_1C ; \quad x = aw$$

Con los datos del problema se puede construir la siguiente tabla:

aw	aw/(1-aw)m
0,1	1,85
0,2	1,92
0,3	2,14
0,4	2,22
0,5	2,38

Se realiza el gráfico $aw/(1 - aw)m$ vs aw y se determina el corte con el eje de ordenada y la pendiente de la recta resultante.



Corte con el eje de ordenada (b): 1,694

De la ecuación de la recta que se obtuvo por regresión lineal se deduce que:

$$\text{Pend. (m)} = (C - 1)/m_1 C = 1,36 \quad \text{y} \quad 1/m_1 = 1,694$$

Al resolver el sistema de ecuaciones y se obtiene:

$$m_1 C = 0,590 \quad (1)$$

$$C - 1 = 1,36(0,590) = 0,8028 \quad \Rightarrow \quad C = 1 + 0,8028$$

$$C = 1,803 \quad \text{y} \quad m_1 = 0,327 \text{ g H}_2\text{O/g sólidos secos}$$

El valor de m_1 corresponde a la cantidad de agua contenida en la monocapa, que expresada en porcentaje es:

$$\text{Humedad (m}_1\text{)} = \frac{0,327}{(1 + 0,327)} \times 100 = 24,64\%$$

4.6.4. Difusión de la humedad

El agua se elimina en los alimentos mediante su difusión, en la fase líquida y/o vapor, a través de su estructura interior. Al movimiento del agua líquida le seguirá su evaporación en algún punto en el interior del alimento, pudiendo estudiarse el flujo difusional como si fuera difusión molecular. Así el flujo de agua es una función del gradiente de la presión de vapor, de la difusividad del vapor en el aire, de la distancia a recorrer y de la temperatura. Además, dado que para evaporar el agua es necesario calor, el proceso supone realmente un transporte simultáneo de materia y calor. La eliminación de la humedad del producto dependerá, en parte, de la transferencia de materia por convección hacia la superficie del producto. Aunque este proceso puede no ser el limitante de la velocidad, no debe olvidarse la importancia de mantener las condiciones límite óptimas para el transporte de la humedad.

4.6.5. Curvas de velocidad de secado

La eliminación del agua de un alimento se realiza normalmente en una serie de etapas diferenciadas entre sí por la velocidad de secado, como se ilustra en la Fig. 4.11. La etapa inicial (AB) ocurre conforme el producto y el agua en él contenida se calientan ligeramente. Posteriormente se produce una reducción importante del contenido de agua a velocidad de secado constante (BC); esta etapa tiene lugar a temperatura constante, siendo ésta la de bulbo húmedo del aire.

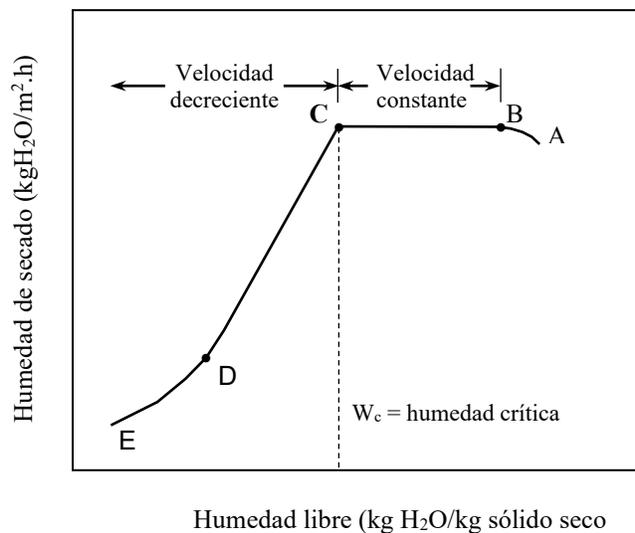


Fig. 4.11. Representación de los períodos de secado a velocidad constante y decreciente.

En la mayoría de los casos esta etapa de velocidad de secado constante finalizará al alcanzar la humedad crítica; posteriormente existirán uno o varios períodos de velocidad de secado decreciente (CD). La humedad crítica suele estar claramente identificada debido al cambio brusco de la pendiente en la curva de velocidad de secado.

Ejemplo 4.9

La humedad inicial de un alimento es del 77% (base húmeda) y la humedad crítica es del 30% (base húmeda). Calcular el tiempo necesario para alcanzar el período de velocidad de secado decreciente si en el período de velocidad constante ésta es de $0,1 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{m}^2\cdot\text{s}$. El producto es un cubo de 5 cm de lado y su densidad inicial es de $950 \text{ kg}/\text{m}^3$.

Solución:

Datos:

Humedad inicial = 77% (base húmeda)

Humedad crítica = 30% (base húmeda)

Velocidad de secado constante = $0,1 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{m}^2\cdot\text{s}$

Tamaño del producto = cubo de 5 cm de lado

Densidad inicial = $950 \text{ kg}/\text{m}^3$

Método:

El tiempo de secado a velocidad constante dependerá de la masa de agua a eliminar y de la velocidad de eliminación. La cantidad de agua retirada debe expresarse en base seca y la velocidad de secado debe tener en cuenta la superficie del producto.

- a) La humedad inicial es: $0,77 \text{ kgH}_2\text{O}/\text{kg producto} = 3,35 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg sólido}$.
- b) La humedad crítica es: $0,30 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg producto} = 0,430 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg sólido}$.
- c) El agua a eliminar durante el período de velocidad de secado constante será: $3,35 - 0,430 = 2,92 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg sólido}$.

d) La superficie del producto durante el secado es: $0,05 \text{ m} \times 0,05 \text{ m} = 2,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{lado}$; $(2,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2/\text{lado}) \times 6 \text{ lados} = 0,015 \text{ m}^2$.

e) La velocidad de secado queda como: $0,10 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg}\cdot\text{m}^2 \times 0,015 \text{ m}^2 = 1,5 \times 10^{-3} \text{ kg H}_2\text{O}/\text{s}$.

f) Con base a la densidad del producto, su masa inicial es: $(950 \text{ kg}/\text{m}^3) \times (0,05 \text{ m})^3 = 0,11875 \text{ kg producto}$.

$$0,11875 \text{ kg producto} \times 0,23 \text{ kg sólido}/\text{kg producto} = 0,0273 \text{ kg sólido}$$

g) La cantidad de agua a eliminar será: $(2,92 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg sólido}) \times 0,0273 \text{ kg sólido} = 0,07975 \text{ kg de H}_2\text{O}$.

h) Mediante la velocidad de secado, el tiempo correspondiente al período de velocidad constante será:

$$0,07975 \text{ kg H}_2\text{O} / 1,5 \times 10^{-3} \text{ kg H}_2\text{O}/\text{s} = 53,2 \text{ s} = 0,90 \text{ h}$$

4.6.6. Secadores de bandejas o de armario

En este tipo de secadores el producto a secar se dispone en bandejas u otros accesorios similares exponiéndolo a una corriente de aire caliente en un recinto cerrado. Las bandejas que contienen el producto a secar se sitúan en el interior de un armario o similar (Fig. 4.12) donde éste se seca al estar expuesto al aire caliente. El aire circula sobre la superficie del producto a relativamente alta velocidad para aumentar la eficacia de la transmisión de calor y de la transferencia de materia.

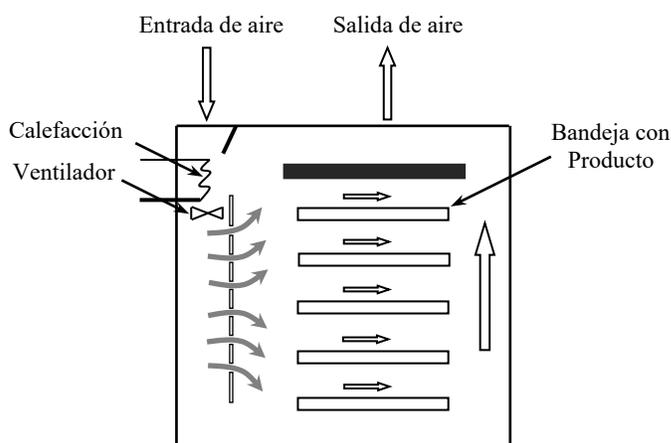


Fig. 4.12. Esquema de un secador de bandejas o de armario.

Una ligera modificación, utilizada a menudo, consiste en la incorporación de vacío a la cámara de secado. Este vacío mantiene lo más bajo posible la presión de vapor alrededor del producto a secar; además, también se reduce la temperatura a la que la humedad del producto se evapora, lo que produce una mejora en la calidad del producto.

En la mayoría de los casos los secadores de bandejas operan por cargas, además tienen la desventaja de no secar el producto uniformemente, dependiendo de su posición en el secador. Por ello, es necesario girar las bandejas durante el proceso para lograr un secado uniforme.

4.6.7. Secadores de túnel

La Figura 4.13 muestra dos esquemas de secadores de túnel. El aire caliente se introduce por un extremo del túnel y circula a una velocidad predeterminada a través de las bandejas con producto, que son transportadas mediante carretillas. Esas carretillas circulan por el túnel a una velocidad determinada para que el tiempo de residencia del producto en éste sea el necesario para lograr el secado deseado. Los flujos de producto a secar y de aire secante pueden circular en contracorriente (Fig. 4.13a) o corrientes paralelas (Fig. 4.13b). El tipo de flujo elegido en cada caso dependerá de las características del producto y de su sensibilidad a la temperatura.

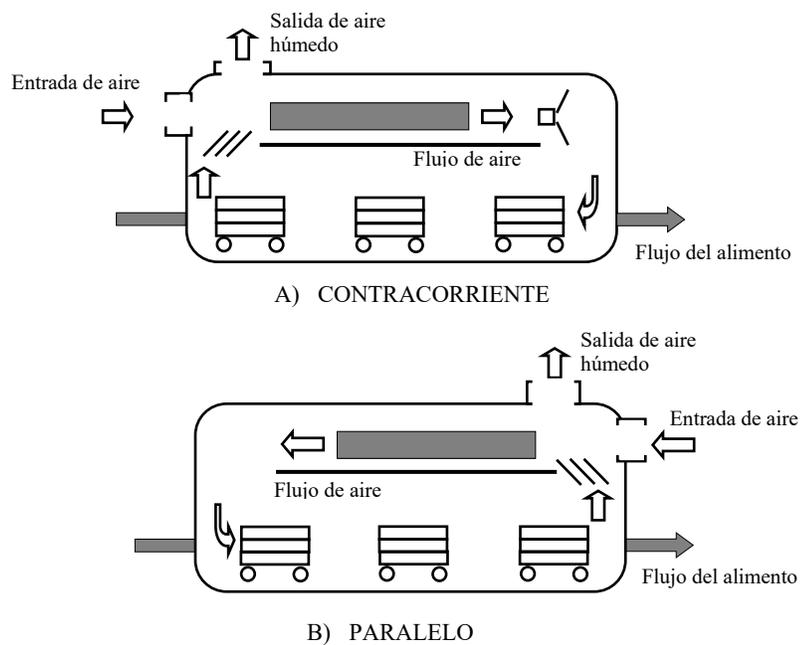


Fig. 4.13. Esquema de un secador de túnel en (a) contracorrientes y (b) corrientes paralelas (Adaptado de Orrego, 2003).

En el sistema en corrientes paralelas el producto muy húmedo se expone al aire muy caliente ayudando la alta evaporación a mantener baja la temperatura en el producto. Cerca de la salida del túnel el producto con baja humedad está expuesto al aire con menor temperatura. En los sistemas en contracorriente el producto menos húmedo está expuesto al aire más caliente y el gradiente de temperatura disminuye conforme nos acercamos a la entrada del producto al túnel.

4.6.8. Secado por explosión

Un proceso relativamente reciente, aplicado con éxito en el secado de algunas frutas y verduras es el secado por explosión. Consiste en la exposición de trozos pequeños de productos a altas temperaturas y presiones durante un corto intervalo de tiempo; a continuación el producto se traslada a un ambiente a presión atmosférica, produciéndose una evaporación “flash” del agua con la consiguiente migración desde la parte interior del producto. Los productos secados mediante este procedimiento tienen una porosidad muy alta y permiten una rápida rehidratación.

El secado por explosión se desarrolla más eficazmente sin las partículas son aproximadamente cubos de tres cuartos de pulgada; estas partículas se secarían rápidamente y se rehidratarían en unos 15 minutos.

4.6.9. Secado de lecho fluidizado

En estos sistemas, las partículas de alimento se mantienen en suspensión mediante el aire caliente utilizado para su secado. El movimiento del producto se favorece por la disminución de la masa de las partículas conforme se van secando. El propio movimiento de las partículas fluidizando provoca que todas ellas se sequen en igual medida. La principal limitación al uso de los lechos fluidizados es el tamaño de partícula admisible para lograr un secado eficaz. Como era previsible, cuanto menores sean las partículas menor es la velocidad del aire necesaria para mantenerlas en suspensión y más rápidamente se secarán; pero no todos los productos cumplen con esta condición y por tanto este proceso no puede aplicárseles.

4.6.10. Secado por atomización o aspersion

El secado por aspersion, pulverización o "spray drying" se utiliza desde principios del siglo XX. Aunque existen patentes para el secado por aspersion de huevos y leche desde 1850, la atomización industrial de alimentos apareció en 1913 en un proceso desarrollado para leche por Grey y Jensen en 1913. El primer equipo rotativo lo desarrolló el alemán Kraus (1912) pero, comercialmente se conoció gracias al danés Nyro (1933).

El principio de este sistema es la obtención de un producto en polvo a partir de un material líquido concentrado que se pulverizar finamente formando una niebla que entra en contacto con una corriente de aire caliente (entre 200 y 300 °C para alimentos) que actúa como medio calefactor y fluido de transporte.

Genéricamente se pueden atomizar soluciones y papillas alimenticias; como ejemplos concretos están el café, té, los ovoproductos, los jugos o concentrados de frutas, mezclas de helados, sueros, mantequilla, queso, proteínas comestibles y extractos de carne.

Componentes de un sistema de atomización

Los elementos de un secador de este tipo son:

- Unidad de concentración.
- Atomizador.
- Cámara de secado.
- Sistema de manejo de aire.
- Sistema de separación.
- Sistema de transporte y enfriamiento.

La unidad de concentración es un evaporador que lleve el producto hasta concentraciones entre 30 y 55% de sólidos.

El atomizador puede usar energía de presión (toberas de presión), energía cinética (toberas de dos fluidos o atomización neumática) o energía centrífuga (discos rotativos). En cualquier caso se busca crear la máxima superficie posible para la evaporación con un tamaño de gota lo más homogéneo posible.

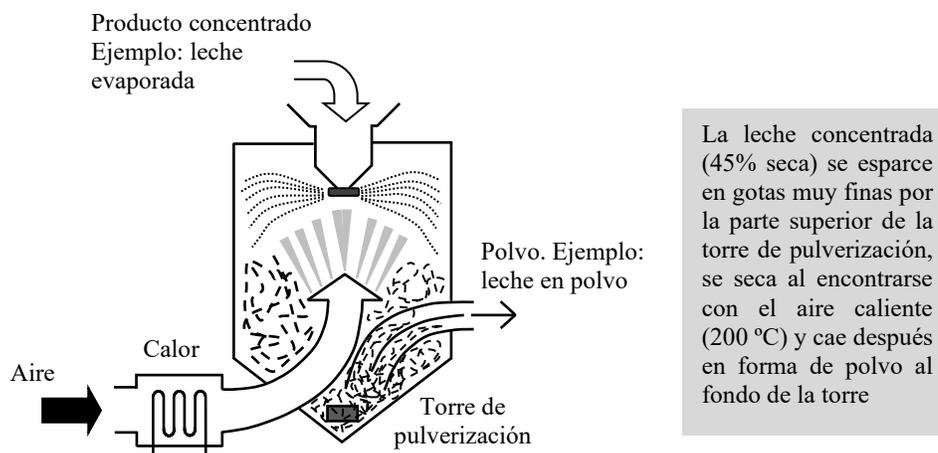


Fig. 4.14. Esquema de un secador de aspersión.

4.6.11. Secado por congelación

Si se reduce la temperatura de un producto hasta que el agua contenida en él se congele y posteriormente se reduce la presión, ese hielo sublimará. El secado por congelación (liofilización) se utiliza en muchos alimentos, sobre todo cuando la calidad es importante para la aceptación del producto por parte de los consumidores.

En el secado por congelación, los procesos de transferencia de materia y transmisión de calor se producen simultáneamente. Dependiendo de la configuración del sistema de secado, la transmisión de calor tendrá lugar a través de una capa de producto congelado o a través de una capa de producto seco. Obviamente, la transmisión de calor a través de la capa congelada será rápida y no será ésta la etapa limitante; sin embargo, la transmisión de calor a través de la capa de producto seco será lenta debido a la baja conductividad de los sólidos muy porosos sometidos a vacío. En ambas situaciones, la transferencia de materia tendrá lugar a través de una capa de producto seco. Cabría esperar, por tanto, que la difusión del agua fuera la etapa limitante debido a las bajas velocidades de difusión molecular cuando existe depresión.

Las ventajas de este proceso son la alta calidad del producto, debido a que la sublimación se realiza a baja temperatura, y la conservación de su estructura. Estas ventajas compensan las necesidades energéticas y de producción de vacío del proceso.

4.6.12. Diseño de equipos para deshidratación

En el diseño de equipos para deshidratación es necesario considerar varios aspectos. Los parámetros que influyen directamente en su capacidad son la cantidad y características del aire de que se dispone junto con el tiempo necesario para secar las partículas del producto que se desea procesar. El análisis de estos parámetros requiere de diferentes tratamientos.

4.6.13. Balance de materia y energía en procesos de secado

Al aplicar un balance de materia y energía sobre un proceso de secado (Fig. 4.15) se entiende la influencia de algunos parámetros que intervienen en el diseño. El análisis que se va a realizar a continuación corresponde a un sistema en contracorriente pero igualmente podría aplicarse si el sistema fuera en corrientes paralelas o discontinuo. Mediante un balance global de agua se obtiene:

$$(\dot{m}_a)(W_2) + (\dot{m}_p)(w_1) = (\dot{m}_s)(W_1) + (\dot{m}_p)(w_2) \quad (4-27)$$



Fig. 4.15. Balance de materia y energía para un proceso de secado en contracorriente.

donde m_a = caudal másico de aire (kg aire seco/h), m_s = caudal másico de producto (kg sólido seco/h), W = humedad del aire (kg agua/kg aire seco) y w = humedad del producto (kg agua/kg sólido seco).

Ejemplo 4.11

Se está secando un alimento desde 68% (base húmeda) hasta un 5,5% (base húmeda) de humedad en un secador de bandejas. El aire entra al sistema a 54 °C y 10% de humedad relativa y sale a 30 °C y 70% humedad relativa; la temperatura del producto en el interior del secador es de 25 °C. Calcular la cantidad de aire necesario por kg de producto.

Datos:

Humedad inicial, $w_1 = 0,68/0,32 = 2,125$ kg H₂O/kg sólidos.

Humedad final, $w_2 = 0,055/0,945 = 0,0582$ kg H₂O/kg sólidos.

Aire de entrada al secadero = 54 °C y 10% de humedad relativa.

Aire de salida del secadero = 30 °C y 70% de humedad relativa.

Temperatura del producto = 25 °C.

Base de cálculo = 1 kg de sólidos.

Método:

Las necesidades de aire pueden calcularse mediante la ecuación (4-27) ligeramente modificada:

$$\left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_p}\right)W_2 + w_1 = \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_p}\right)W_1 + w_2$$

Solución:

$w_1 = 0,0186 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire seco}$ (a 30 °C y 70% de humedad relativa)

$w_2 = 0,0094 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire seco}$ (a 54 °C y 10% de humedad relativa)

Con la ecuación modificada:

$$\left(\frac{m_a}{m_p}\right)\left(0,0094 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg aire seco}}\right) + 2,125 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg sólidos}} = \left(\frac{m_a}{m_p}\right)\left(0,0186 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg aire seco}}\right) + 0,0582 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg sólidos}}$$

$$0,0092 \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_p}\right) = 2,067 \quad \Rightarrow \quad \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_p}\right) = 224,65 \text{ kg A.S/kg SS}$$

Mediante un balance de energía se obtiene:

$$\dot{m}_a H_{a_2} + \dot{m}_p H_{p_1} = \dot{m}_a H_{a_1} + \dot{m}_p H_{p_2} + q \quad (4-28)$$

siendo q las pérdidas de calor del sistema, H_a la entalpía del aire (kJ/kg aire seco) y H_p la entalpía del producto (kJ/kg sólidos secos).

Las entalpías del aire y del producto, respectivamente, se obtienen mediante:

$$H_a = c_s(T_a - T_0) + WH_L \quad (4-29)$$

siendo c_s el calor húmedo (kJ/kg aire seco . K) = 1,005 + 1,88W; T_a es la temperatura del aire (°C); T_0 es la temperatura de referencia (0 °C); y H_L es el calor latente de vaporización del agua (kJ/kg agua); y

$$H_p = c_{pp}(T_p - T_0) + wc_{pw}(T_p - T_0) \quad (4-30)$$

siendo c_{pp} el calor específico del sólido (kJ/kg . K); T_p es la temperatura del producto (°C); y c_{pw} es el calor específico del agua.

Mediante estas ecuaciones se obtiene la cantidad de aire necesario y su humedad de salida al secar una determinada cantidad de producto, conocidas las condiciones de entrada de este aire.

Ejemplo 4.12

Se desean preparar pequeños cubos de zanahoria en un secador de lecho fluidizado. El producto entra al secador con 60% de humedad (base húmeda) a 25 °C y el aire de secado se produce calentando a 120 °C aire ambiente a 20 °C y 60% humedad relativa. Calcular la producción si se introducen al secador 700 kg de aire seco por hora y el producto sale del secador con un 10% de humedad (base húmeda). Suponer que el producto sale del secador a la temperatura de bulbo húmedo del aire y que el calor específico del sólido es 2,0 kJ/kg.°C. El aire sale del secador 10 °C por encima de la temperatura del producto.

Datos:

Humedad inicial del producto = $w_1 = 0,60/0,4 = 1,5$ kg H₂O/kg sólido.

Condiciones iniciales del aire = 20 °C y 60 % humedad relativa ($W_2 = 0,009$ kg H₂O/kg aire seco).

Caudal másico del aire, $\dot{m}_s = 700$ kg aire seco/h.

Humedad final del producto (w_2) = $0,10/0,9 = 0.111$ kg H₂O/kg sólidos.

Calor específico del sólido (c_{pp}) = $2,0$ kJ/kg.°K

Temperatura final del producto = temperatura de bulbo húmedo del aire.

Temperatura final del aire (T_{a1}) = $T_{p2} + 10$ °C.

Método:

La producción se obtendrá mediante un balance de materia, ecuación (4-27), y un balance de energía, ecuación (4-28), y los datos necesarios se obtienen a partir del diagrama psicrométrico.

Solución:

(1) Empleando la ecuación (4-27)

$$(700 \text{ Kg aire seco/h})(0,009 \text{ kgH}_2\text{O/kg aire seco}) + m_p (1,5 \text{ kgH}_2\text{O/kg sólido}) \\ = (700 \text{ Kg aire seco/h})W_1 + m_p (0,111 \text{ kgH}_2\text{O/kg sólido})$$

(2) para utilizar la ecuación (4-28) son necesarias previamente las ecuaciones (4-29) y (4-30):

$$\text{Para el aire: } H_{a2} = C_{s2} (120 - 0) + 0,009H_{L2}$$

Siendo $C_{s2} = 1,05 + 1,88(0,009) = 1,0219$ kJ/kg aire seco.K

$$H_{L2} = 2202,59 \text{ kJ/kg aire seco.K a } 120^{\circ}\text{C (Tabla B.7 del Apéndice B)}$$

Por tanto,

$$H_{a_2} = (1,0279 \text{ kJ/kg aire seco.K})(120 - 0)\text{K} + (0,009 \text{ kgH}_2\text{O/kg aire seco})(2202,59 \text{ kJ/kgH}_2\text{O})$$

$$H_{a_2} = 142,45 \text{ kJ/kg aire seco}$$

Como $T_{p2} = 38^{\circ}\text{C}$ (temperatura de bulbo húmedo obtenida del aire del diagrama psicrométrico)

$$T_{a1} = 38 + 10 = 48^{\circ}\text{C}$$

Entonces,

$$H_{a1} = C_{s1}(T_{a1} - 0) + W_1(H_{L1})$$

Donde $C_{s1} = 1,005 + 1,88W_1$ y $H_{L1} = 2387,56 \text{ kJ/kg agua a } 48^{\circ}\text{C}$ (Tabla B.7 del Apéndice B).

Por tanto,

$$H_{a1} = (1,005 + 1,88W_1)(48^{\circ}\text{C}) + W_1(2387,56 \text{ kJ/kg agua})$$

Para el producto:

$$H_{p1} = (2,0 \text{ kJ/kg sólido seco.K})(25 - 0)\text{K} + (1,5 \text{ kgH}_2\text{O/kg sólido})(4,178 \text{ kJ/kgH}_2\text{O.K})(25 - 0)\text{K}$$

$$H_{p1} = 206,75 \text{ kJ/kg sólidos}$$

$$H_{p2} = (2,0 \text{ kJ/kg sólido seco.K})(T_{p2} - 0)\text{K} + (0,111 \text{ kgH}_2\text{O/kg sólido})(4,178 \text{ kJ/kgH}_2\text{O.K})(T_{p2} - 0)\text{K}$$

De la ecuación (4-28)

$$(700 \text{ Kg aire seco/h})(142,45 \text{ kJ/kg aire seco}) + m_p(206,75 \text{ kJ/kg sólido}) =$$

$$(700 \text{ Kg aire seco/h})(1,005 + 1,88W_1(48^\circ\text{C}) + W_1(2387,56 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}) +$$

$$m_p(2,0 \text{ kJ/kg sólido.K})(38^\circ\text{C}) + (0,111 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólido})(4,178 \text{ kJ/kg H}_2\text{O.K})(38^\circ\text{C}) + 0$$

donde $q = 0$, el cual indica la pérdida despreciable de calor desde la superficie del desecador.

(3) Los balance de materia (paso 2) y de energía (paso 3) pueden resolverse simultáneamente:

$$(a) \quad 700(0,009) + 1,5m_p = 700W_1 + 0,111m_p$$

$$(b) \quad 700(142,45) + m_p(206,75) = 700(1,005 + 1,88W_1)(48) + 2387,56W_1 + m_p[(2,0)(38) + (0,111)(4,175)(38)]$$

$$(a) \quad 6,3 + 1,5m_p = 700W_1 + 0,111m_p$$

$$(b) \quad 99717 + 206,75m_p = 700(48,24 + 2477,8W_1) + 93,61m_p$$

$$(a) \quad W_1 = (1,389m_p + 6,3)/700$$

$$(b) \quad 65947 + 113,14m_p = 1734460W_1$$

Entonces

$$65947 + 113,14m_p = 1734460(1,389m_p + 6,3)/700$$

$$m_p = 15,12 \text{ kg sólidos/h}$$

(4) La humedad absoluta del aire que abandona el secador es

$$W_1 = (1,389 \times 15,12 + 6,3)/700 = 0,039 \text{ kg agua/kg aire seco}$$

lo cual indica que el aire que abandona el secador se encuentra a 48°C y 55% de humedad relativa.

4.6.14. Cálculo del tiempo de secado

Para conocer el tiempo de necesario para lograr una determinada reducción de la humedad de un producto debe predecirse la velocidad de secado. Durante el período de velocidad constante la expresión a utilizarse es:

$$R_c = \frac{dw}{dt} = \frac{w_o - w_c}{t_c} \quad (4-31)$$

donde w_c = humedad crítica (kg agua/kg sólido seco)
 t_c = tiempo de secado a velocidad constante

Durante el período de velocidad decreciente la ecuación a aplicar es la siguiente:

$$-\frac{dw}{dt} = \frac{R_c}{w_c}(w) \quad (4-32)$$

$$-\frac{w_c}{R_c} \int_{w_c}^w \frac{dw}{w} = \int_{t_c}^t dt \quad (4-33)$$

Siendo los límites de integración la humedad crítica, w_c , o el final del período de velocidad constante, t_c , y la humedad final deseada para el producto, w , mediante la integración se obtiene:

$$t - t_c = \frac{w_c}{R_c} \ln\left(\frac{w_c}{w}\right) \quad (4-34)$$

o para el tiempo de secado durante el período de velocidad decreciente

$$t_F = \frac{w_c}{R_c} \ln\left(\frac{w_c}{w}\right) \quad (4-35)$$

y el tiempo total de secado es entonces

$$t = \frac{w_o - w_c}{R_c} + \frac{w_c}{R_c} \ln\left(\frac{w_c}{w}\right) \quad (3-36)$$

La ecuación (4-36) indica que el tiempo necesario para secar el producto desde una humedad inicial, w_o , hasta una humedad final, w , depende de la humedad crítica, w_c , del tiempo de secado, t_c , y de la velocidad de secado durante el período de velocidad constante, R_c . Sin embargo, la mayoría de los alimentos presentan a menudo más de un período de velocidad decreciente, por lo que la ecuación (4-36) no sirve para el proceso completo de deshidratación y es necesario recurrir a datos experimentales para predecir con precisión el tiempo de secado.

Ejemplo 4.13

Se desea diseñar un secador de túnel para secar trozos de manzana desde una humedad inicial del 70% (base húmeda) hasta un 5% (base húmeda). Se ha determinado experimentalmente que la humedad crítica es del 25% (base húmeda) y que el tiempo de secado a velocidad constante es de 5 min. En base a estos datos calcular el tiempo necesario para secar el producto; tomar como base 1 kg de producto.

Datos:

Humedad inicial; del producto, $w_o = 0,7/0,3 = 2,33$ kg agua/kg sólido

Humedad crítica, $w_c = 0,25/0,75 = 0,333$ kg agua/kg sólido

Humedad final, $w = 0,05/0,95 = 0,0526$ kg agua/kg sólido

Método:

El tiempo total de secado será la suma del tiempo en el período de velocidad constante más el de velocidad decreciente. Los parámetros necesarios se obtendrán a partir de las ecuaciones (4-31) y (4-35).

Solución:

(1) Con la ecuación (4.31)

$$R_c = \frac{2,33 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólidos} - 0,33 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólidos}}{5 \text{ min}}$$

$$R_c = 0,4 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólidos minuto}$$

(2) Usando la ecuación (4-35)

$$t_F = \frac{(0,333 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólidos})}{(0,4 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólidos.min})} \ln \left(\frac{0,333 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólidos}}{0,0526 \text{ kg H}_2\text{O/kg sólidos}} \right)$$

$$t_F = 1,54 \text{ minutos}$$

(3) Tiempo total de secado es

$$t = 5 \text{ min} + 1,54 \text{ min} = 6,54 \text{ minutos}$$

Para calcular el tiempo de secado en secadores de atomización se aplica la siguiente expresión:

$$t = \frac{\rho_l H_L d_o^2}{8k_a (T_a - T_w)} + \frac{\rho_p d_c^2 H_L (w_c - w_e)}{12k_a T_{ave}} \quad (4-37)$$

donde

ρ_L = densidad del líquido (kg/m^3)

H_L = calor latente de vaporización (kJ/kg agua)

d_0 = diámetro inicial de la gota (m)

k_a = constante de conductividad térmica (W/m.K)

T_a = temperatura del aire ($^{\circ}\text{C}$)

T_w = temperatura de bulbo húmedo ($^{\circ}\text{C}$)

ρ_p = densidad del producto sólido (kg/m^3)

d_c = diámetro de la gota a la humedad crítica (m)

w_c = humedad crítica (kg agua/ kg sólido seco)

w_e = humedad final (kg agua/ kg sólido seco)

ΔT = diferencia media de temperatura entre el aire y el producto ($^{\circ}\text{C}$)

En la ecuación (4-37) el primer término del lado derecho representa el tiempo de secado durante el período de velocidad constante y el segundo término representa el tiempo correspondiente al período de velocidad decreciente. Uno de los parámetros básicos de esta ecuación es el diámetro, d_c , de la gota a la humedad crítica, w_c ; ambos valores se suelen determinar experimentalmente, mientras que los demás parámetros de la ecuación (4-37) se encuentran en Tablas de propiedades o en “Manuales”.

Ejemplo 4.14

Se desea secar un producto lácteo concentrado hasta una humedad final del 4% en un deshidratador por atomización mediante aire caliente a 120°C y 7% humedad relativa. La densidad del líquido concentrado es de 1000 kg/m^3 y la del producto seco es de 1250 kg/m^3 . Experimentalmente sea determinado que la humedad crítica del producto es $0,45 \text{ kg}$ agua/ kg producto y el diámetro de la gota es $45 \mu\text{m}$. El calor latente de vaporización durante el período de velocidad constante de secado es 2150 kJ/kg y durante el período de velocidad decreciente es 2375 kJ/kg . Calcular el tiempo de secado en base a las gotas de mayor tamaño, cuyo diámetro es de $120 \mu\text{m}$.

Datos:

Densidad del líquido = 1000 kg/m³

Calor latente de vaporización (PVD) = 1250 kJ/kg

Diámetro inicial de la gota = 120 μm = 120 x 10⁻⁶ m

Conductividad térmica del aire = 0,032 W/m.K (Tabla C.2, Apéndice C)

Temperatura del aire = 120 °C

Densidad del producto = 1250 kg/m³

Diámetro de la gota a humedad crítica = 45 μm = 45 x 10⁻⁶ m

Calor latente de vaporización (PVD) = 2375 kJ/kg.K

Humedad crítica = 0,45 kg agua/kg producto = 0,818 kg agua/kg sólido

Humedad final = 0,04 kg agua/kg producto = 0,042 kg agua/kg sólido

Método:

El tiempo de secado se calculará mediante empleo de la ecuación (4-37).

Solución:

- (1) Es necesario calcular la temperatura de la superficie de la gota para introducirla en la ecuación (4-36). Durante el período de velocidad de secado constante, esta temperatura será la de bulbo húmedo correspondiente al aire de secado. Mediante empleo del diagrama psicrométrico se obtiene que la temperatura de bulbo húmedo correspondiente a una temperatura de bulbo seco de 120 °C y una humedad relativa de 7% es 57,1 °C.
- (2) Durante el período de velocidad decreciente la media de la diferencia de temperatura entre el aire y el producto será la media entre esta diferencia en el punto crítico (120 – 57,1 °C), y su valor al final del proceso de secado, 0 °C.

$$\Delta T_{\text{ave}} = \frac{(120 - 57,1) + 0}{2} = 31,45 \text{ °C}$$

(3) Mediante la ecuación (4-37)

$$t = \frac{(1000\text{kg/m}^3)(2150\text{kJ/kg.K})(120 \times 10^{-6}\text{ m})^2(1000\text{J/kJ})}{8(0,032\text{ W/m.K})(12 - 57,1)\text{K}} + \left[\frac{(1250\text{kg/m}^3)(45 \times 10^{-6}\text{ m})(2375\text{ kJ/kg})(1000\text{ J/kJ})}{12(0,032\text{ W/m.K})(31,45)\text{K}} \right] [0,818\text{kg H}_2\text{O/kg sólido} - 0,042\text{kg H}_2\text{O/kg sólido}]$$

$$t = 1,92 + 0,39 = 2,31 \text{ segundos.}$$

(4) El resultado obtenido muestra que el tiempo necesario para el proceso de secado en un secador por atomización es de 2,31 segundos, 1,92 segundos de secado a velocidad constante y 0,39 segundos a velocidad decreciente.

(5) El diseño de la cámara de secado debe considerar el tiempo necesario para el secado de la gota de mayor tamaño producida en el sistema de pulverización.

Un ejemplo ilustrativo de período de secado controlado por la transferencia de materia en el interior del sólido es el secado por congelación. La Fig. 4.16 muestra un análisis simplificado del transporte de materia y energía que tienen lugar; la transferencia de calor se produce desde la capa caliente hacia el frente de secado a través de la capa de producto congelado. El agua producida en el frente de secado difunde a través de la capa de producto seco, y este proceso es la etapa limitante.

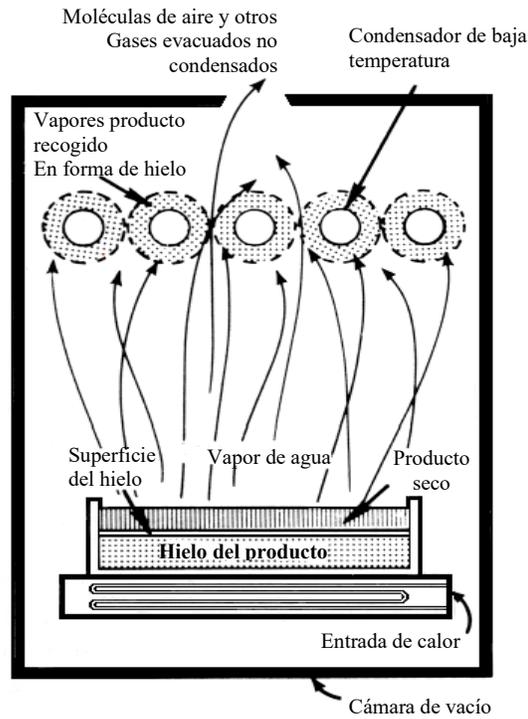


Fig. 4.16. Esquema de un sistema de secado por congelación (Singh y Heldman, 1997).

El tiempo de secado se calcula mediante empleo de la siguiente expresión:

$$t = \frac{RT_A L^2}{8DMV_w(p_1 - p_a)} \left(1 + \frac{4D}{k_m L} \right) \quad (4-38)$$

donde

L = espesor del producto (m)

T_A = temperatura absoluta (K)

M = peso molecular (kg/kg.mol)

V_w = volumen específico del agua (m^3/kg agua)

P_1 = presión de vapor del hielo (Pa)

P_a = presión de vapor del aire a la temperatura de la superficie del condensador (Pa)

k_m = coeficiente de transferencia de materia (kg.mol/seg.m².pa)

R = constante de los gases (8314,41 m³/kg.mol.K)

D = coeficiente de difusión (m²/seg)

La ecuación (4-38) sólo puede aplicarse en aquellas situaciones en las que la velocidad de secado está limitada por la difusión en el interior del producto. El cálculo del tiempo de secado requiere conocer la difusividad del agua (D) y el coeficiente de transferencia de materia (k_m) y estos parámetros dependerán del producto; a menudo estas propiedades deben determinarse para cada situación concreta.

Ejemplo 4.15

Se desea secar por congelación un café líquido concentrado colocando una capa de 2 cm de espesor de producto congelado sobre una placa caliente. El producto se congela inicialmente a -75 °C y posteriormente se pone sobre la placa a 30 °C. El proceso de secado se realiza en una cámara a 38,11 Pa siendo la temperatura del condensador -65 °C. Experimentalmente se determinaron: el coeficiente de difusión = 2×10^{-3} m²/seg, coeficiente de transferencia de materia = 1,5 kg.mol/seg.m².Pa. La humedad inicial del concentrado es del 40% y la densidad del sólido seco 1400 kg/m³. Calcular el tiempo de secado requerido.

Datos:

Espesor de la capa de producto = 2 cm = 0,02 m

Coeficiente de difusión = 2×10^{-3} m²/seg.

Coeficiente de transferencia de materia = 1,5 kg.mol/seg.m².Pa

Densidad del sólido seco 1400 kg/m³

Método:

Se calculará el tiempo de secado necesario mediante la ecuación (4-38).

Solución:

- (1) Para utilizar la ecuación (4-38) es necesario conocer los valores de varios parámetros que pueden obtenerse mediante las correspondientes tablas de datos termodinámicos:

Constante de los gases = $8314,41 \text{ m}^3 \cdot \text{Pa} / \text{kg} \cdot \text{mol} \cdot \text{K}$

Temperatura absoluta (T_A) = 243 K (en base a la temperatura del hielo a $38,11 \text{ Pa}$)

Presión de vapor del hielo (p_1) = $38,11 \text{ Pa}$

Presión de vapor a la temperatura del condensador (p_a) = $0,5 \text{ Pa}$

Peso molecular del agua (M) = 184 .

- (2) El volumen específico del agua se calcula a partir de la humedad inicial del producto y de la densidad del sólido.

Humedad en base seca = $0,4/0,6 = 0,667 \text{ kg agua/kg sólidos}$; entonces,

$$V_w = \frac{1}{(0,667)(1400)} = 0,00107 \frac{\text{m}^3 \text{ sólidos}}{\text{kg agua}}$$

- (3) Utilizando la ecuación (4-38)

$$t = \frac{(8314,41)(243)(0,02)^2}{8(2 \times 10^{-3})(18)(0,00107)(38,11 - 0,5)} \left(1 + \frac{4(2 \times 10^{-3})}{(1,5)(0,02)} \right)$$

$$t = 88324 \text{ segundos} = 24,5 \text{ horas}$$

4.7. Problemas Propuestos

4.7.1. Fuentes y Fernández-Molina (2005) obtuvieron los datos de sorción de humedad para la harina precocida de yuca (*Manihot esculenta*) a 20 °C que se muestran a continuación. Encontrar la isoterma correspondiente, ajustando estos datos con el modelo de GAB y determinar la actividad de agua crítica.

Humedad	0,1565	0,0030	0,0025	0,0036	0,1546
(g H ₂ O/g Sólido)	0,1537	0,0426	0,0390	0,0383	0,0620
	0,0608	0,0897	0,0907	0,0847	0,0227
	0,0212	0,0225	0,1197	0,1212	0,1220
aw @ 20°C:	0,2640	0,2670	0,2600	0,8340	0,8320
	0,8360	0,5550	0,5580	0,5640	0,6500
	0,6370	0,7250	0,7320	0,7180	0,4580
	0,4640	0,4610	0,7820	0,7790	0,7880

4.7.2. Se tiene una gota de 50 μm de diámetro de un alimento líquido que se está secando en un secador de atomización. Experimentalmente se ha determinado que se requieren 2 seg. para el período de secado a velocidad constante. Si el producto que entra al secador tiene 10% de sólidos y la humedad crítica del 35% (base húmeda), calcular la velocidad de secado durante el período de velocidad constante. Suponga que el tamaño de la gota no cambia durante el período de velocidad constante y que la densidad del producto es de 1050 kg/m³.

4.7.3. Se usa un secador de túnel en contracorriente para secar rodajas de manzana desde una humedad inicial de de 70% hasta una humedad final del 5% (ambas en base húmeda). El aire caliente entra a 100 °C con una humedad relativa del 1% y sale del secador a 50 °C. Calcular la cantidad de aire necesario para secar 100 Kg/h de producto si su temperatura a lo largo del secador es 20 °C y el calor específico del sólido es de 2,2 kJ/kg.°C. Calcular también la humedad relativa del aire a la salida del secador.

4.7.4. Se desea secar pistachos en un secador continuo operando en contracorriente. Los frutos se secarán desde un 80% (base húmeda) hasta un 12% (base húmeda) a 25 °C. El aire entra a 25 °C (temperatura de bulbo seco) y 80% de humedad relativa a un calentador, en el

que se le suministrarán 84 kJ/kg aire seco, pasará al secador y saldrá de éste con 90% de humedad relativa. En estas condiciones:

- ¿Cuál es la humedad relativa del aire que sale de la sección de calentamiento?
- ¿Cuál es la temperatura (bulbo seco) del aire que sale del secador?
- ¿Cuál es el caudal (m^3/seg) de aire necesario para secar 50 kg/h de pistachos?

4.7.5. En un secador en contracorriente entran 200 kg aire seco/h a una temperatura de bulbo seco de 60 °C y un punto de rocío de 25 °C. Este aire sale del secador a 40 °C y 60% humedad relativa. Se secan 1000 kg sólido/h de un producto con una humedad inicial del 72% (base húmeda). ¿Cuál es la humedad final del producto secado (en base húmeda)?

4.7.6. **Tiempo de secado en el período de velocidad constante:** Un lote de sólido húmedo fue deshidratado en un secador de bandejas usando condiciones de secado a velocidad constante y un espesor del material en la bandeja de 25,4 mm. Solamente la parte superior fue expuesta. La velocidad de secado durante el período de velocidad constante fue $R = 2,05 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{h}\cdot\text{m}^2$ ($0,42 \text{ lb}_m \text{ H}_2\text{O}/\text{h}\cdot\text{pies}^2$). La proporción L_s/A usada fue de 24,4 kg sólido seco/ m^2 de superficie expuesta ($5,0 \text{ lb}_m \text{ sólido seco}/\text{pies}^2$). El contenido de humedad inicial fue $x_1 = 0,55$ y la humedad crítica $x = 0,22 \text{ kg de H}_2\text{O}/\text{kg sólido seco}$.

Calcule el tiempo para secar un lote de este material desde $x_1 = 0,45$ hasta $x_2 = 0,30$ usando las mismas condiciones de secado expuestas anteriormente, pero con un espesor del material de 50,8 mm con secado desde las superficies de la parte posterior y el fondo del material.

4.7.7. **Tiempo total de secado (períodos de velocidad constante y decreciente):** Para el secado de madera desde la humedad del 55% al 30% se emplea un secador de túnel a través del cual se desplaza la madera. El túnel de secado dispone de secciones de recalentamiento del aire, y para evitar que la madera se alabe o se quemé, la temperatura

del aire ha de mantenerse por debajo de 65,6 °C (150 °F), por lo cual la velocidad de secado es bastante baja.

El aire exterior se encuentra a 21,11 °C (70 °F) con $T_w = 15,6$ °C (60 °F), y antes de entrar al secador se calienta hasta 65,6 °C. En la primera sección del secador, el aire se enfría adiabáticamente hasta alcanzar la H.R del 90%; después pasa a un recalentador donde su temperatura se vuelve a elevar hasta 65,6 °C, entrando en estas condiciones a la segunda sección del secador, en la que vuelve a enfriarse adiabáticamente hasta alcanzar la H.R del 90%, volviendo a recalentarse hasta 65,6 °C en una tercera sección del secador de la que se descarga al exterior después de enfriarse adiabáticamente hasta alcanzar la H.R del 90%.

En el secador se han de tratar 250 m³/día (24 h/día) de planchas de madera de dimensiones 6 m x 0,3 m x 0,025 m. La densidad de la madera que entra al secador es de 800 kg/m³, calcular:

1. La cantidad de aire necesaria expresada en m³/día medida en las condiciones del aire exterior.
2. La cantidad de calor necesario para calentar el aire tomado del exterior antes de entrar en el secador, en kCal/día.
3. Cantidad total de calor suministrado al aire suponiendo que no hay pérdidas de calor al exterior, en kCal/día.
4. El tiempo que ha de permanecer la madera en el secador, suponiendo que el secado se efectúa con aire en condiciones constantes. La humedad de equilibrio es de 10%, y las experiencias de secado han conducido a los datos siguientes cuando el secado se efectúa por ambas caras de los tablonos de madera:
- 5.

X (kgH ₂ O/kg madera seca)	R (kg/m ² .h)
1,0 (crítica)	1,00
0,8	0,68
0,6	0,36
0,5	0,20
0,4	0,16
0,2	0,06

BIBLIOGRAFÍA

Barbosa-Canovas, G. V. y Vega-Mercado, H. 2000. Dehydration of Foods. Aspen Publishers, Inc. USA.

Bone, D. P. 1987. Practical applications of water activity and moisture relations in foods. En *Water activity: Theory and Applications to Foods*, editado por L. B. Rockland y L. R. Beuchat. Marcel Dekker, New York.

Charm, S. E. 1971. The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Chirife, J., y Fontana, C.F. 1982. Water activity of fresh foods. *J. Food Sci.* 47 : 661.

Earle, R. L. 1987. Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia. Zaragoza, España.

Foust, A. S.; Wenzel, L. A.; Clump, C. W.; Maus, L. y Andersen, L. B. (2006). Principios de Operaciones Unitarias. Compañía Editorial Continental. México.

Fuentes, A. y Fernández-Molina, J. J. 2004. Características de sorción de humedad de la harina precocida de yuca (*Manihot esculenta*). Trabajo de investigación. UNELLEZ-San Carlos. Venezuela.

Geankoplis, C. J. (2000). Proceso de Transporte y Operaciones Unitarias. Editorial Continental, S.A. México.

Heldman, D. R. 1981. Food process engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Heldman, D. R. y Singh, R. P. (2000). Introducción a la Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia.

Himmelblau, D. 1978. Principios y Cálculos Básicos de Ingeniería Química. Editorial CECSA. México.

Ibarz R., A. (2005). Operaciones Unitarias en la Ingeniería de Alimentos. Editorial Mundiprensa. España.

Labuza, T. P. y Contreras M. R. 1981. Prediction of moisture protection requirements for foods. *Cereal Foods World*. 26 : 335-337.

Landaeta, M. J. y Fernández-Molina, J. J. (2005). Características de sorción de humedad de la harina precocida de batata (*Ipomea batata spp*). Trabajo de Postgrado. UNELLEZ-San Carlos, Cojedes, Venezuela.

Leung, H. K. 1986. Water activity and other colligative properties of foods. En *Physical and Chemical Properties of Foods*, editado por M. R. Okos. American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, MI.

Ocón, J. y Tojo, G.; 1967. Problemas de Ingeniería Química, Vols. 2. Aguilar, Madrid.

- Orozco, M. (2002). Operaciones unitarias. Editorial Limusa S.A. De C.V.
- Orrego, C. E. (2003). Procesamiento de Alimentos. Centro de publicaciones Universidad Nacional de Colombia.
- Rahman, M. S. y Labuza, T. P. 1999. Water activity and food preservation. In: *Handbook of Food Preservation*. Editado por M. S. Rahman. Marcel Dekker Inc. N. Y. 339-382.
- Singh, R. P. (2010). Introducción a la Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia.
- Singh, R. P. and Heldman, D. R. (1997) Introduction to Food Engineering, 3rd. Edition, Academic, London.
- Toledo, R. 1980. The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.
- Valiente B., A. 1987. Problemas de Balance de Materia y Energía en la Industria Alimenticia. Editorial Acribia. Zaragoza, España.

CAPÍTULO V

CONSERVACIÓN POR BAJAS TEMPERATURAS

5.1. Métodos industriales para el enfriamiento y congelación de alimentos

5.1.1. Introducción

En este capítulo se discutirán los principales métodos que se emplean en la industria alimentaria para el enfriamiento y congelación de alimentos frescos y procesados.

Los alimentos pueden procesarse por bajas temperaturas, envasados o sin empaque. Entre estos últimos se pueden citar los enfriadores por salmuera, utilizados en la industria pesquera y algunos tipos de equipos para la congelación rápida como los congeladores IQF (*Individually Quick Frozen* o congelación rápida individual), con aire en flujo horizontal o vertical, y los congeladores criogénicos.

5.1.2. Congelación/enfriamiento lento

La congelación lenta es la que se efectúa con una velocidad de remoción de calor que se refleja en una velocidad de descenso de la temperatura en el producto entre 0,5 y 15 °C por hora, o por una velocidad de congelación media de avance del frente de hielo menor a 1 cm/h. Por este proceso, normalmente se requieren lapsos de varias horas para reducir la temperatura desde el nivel inicial hasta el punto de congelación.

5.1.3. Hielo y hielo seco

El empleo del hielo natural y seco ha sido común por largo tiempo para enfriar los alimentos frescos. El hielo natural tiene gran facilidad para absorber el calor y pasar del estado sólido al estado líquido. Debido a que se funde a 0 °C a presión atmosférica, es imposible

obtener con él temperaturas más bajas, a menos que se utilice junto con otros medios. El hielo posee un calor latente de fusión de 144 Btu/lb.

El hielo seco es CO₂ solidificado y presenta un punto de sublimación a presión atmosférica de -78 °C y, por consiguiente, se pueden obtener temperaturas más bajas. El dióxido de carbono sólido sublima sin dejar residuos líquidos, lo cual mejora las condiciones microbiológicas de los productos tratados. No es corrosivo ni tóxico en los alimentos; sin embargo, los ambientes en los que se utiliza deben ser bien ventilados para evitar la acumulación de CO₂, la cual puede hacer al aire irrespirable. El calor latente de sublimación es 246 btu/lb, lo cual permite refrigerar mayor cantidad de capacidad de refrigeración que el hielo, con la misma masa de refrigerante que el hielo, con la misma masa de refrigerante. El CO₂ licuado a altas presiones puede utilizarse también como un gas criogénico, en procesos ultrarrápidos de congelación como se mostrará más adelante.

Debido a que la transferencia de calor cuando se emplea la técnica del enhielado se basa en mecanismos conductivos, ésta suele ser muy lenta, siendo más rápida en el caso del hielo seco, por el mayor diferencial de temperatura creado por éste y por el efecto convectivo del gas frío que se genera en la sublimación.

En enhielado no es una técnica muy extensiva hoy en día, utilizándose aún en la industria pesquera para transportar el pescado fresco o conservarlo en buques de pesca, o para enhielar algunos productos vegetales.

El hielo también se utiliza para enfriar algunos vegetales durante el transporte fresco o durante su mercadeo al detal. No todos los vegetales son susceptibles a aplicarles este tratamiento; las cajas de cartón deben ser parafinadas y los huacales plásticos pueden utilizarse satisfactoriamente para el enhielado.

5.1.4. Cavas de congelación y refrigeración

Los locales para la conservación de alimentos, normalmente no están diseñados para remover grandes cantidades de calor sensible y latente, sino solamente para mantener la temperatura del producto una vez que ha sido congelado previamente en otro equipo. Cuando éste tipo de unidades se utiliza para congelar alimentos, la congelación suele ser muy lenta con los referidos problemas de calidad que ello implica. La velocidad de congelación depende de factores tales como la velocidad y temperatura del aire que circula, la geometría, características térmicas y dimensiones del producto y la temperatura inicial de este. Cuando se utiliza una cava de congelación diseñada para el mantenimiento de la temperatura del producto para congelar lotes grandes, se suele producir un aumento en la temperatura ambiental del local, lo cual puede afectar a otros productos almacenados, y una sobrecarga térmica en el sistema de refrigeración.

5.1.5. Congeladores por convección natural (Sharp)

Los cuartos de congelación que operan por convección natural se basan en temperaturas ambientales en el orden de -15 a -30 °C. Debido a que no utilizan circulación forzada de aire, los coeficientes superficiales de transferencia de calor suelen ser muy bajos, al igual que las velocidades de enfriamiento, produciendo una congelación lenta, durando ésta usualmente entre 12 y 72 horas. Obviamente, estos equipos no son adecuados para la congelación de productos en general, sino más bien para mantener su temperatura una vez que han sido congelados previamente por otros métodos, encontrando una aplicación para el endurecimiento de helados y postres congelados.

Los coeficientes de transferencia de calor que se logran con estos equipos suelen ser inferiores a $0,5 \text{ Btu/h.pie}^2.\text{°F}$.

5.1.6. Congelación rápida

La congelación rápida se efectúa normalmente en períodos inferiores a los 30 minutos, con una velocidad de descenso de la temperatura entre $0,5$ y 50 °C por minuto y velocidades

medias de congelación superiores a los 5 cm/h (congelación rápida y ultrarrápida) o entre 1 y 5 cm/h (congelación moderadamente rápida). Es un procedimiento muy utilizado para congelar alimentos envasados en paquetes pequeños.

5.1.7. Congeladores por contacto indirecto con el medio de refrigeración

Estos congeladores utilizan el contacto del alimento, empacado o no, con una superficie de metal (usualmente acero), la cual es enfriada con un refrigerante como amoníaco o freón (R-134a y R-22) en un ciclo de compresión de vapor o con una salmuera enfriada similarmente en forma secundaria.

5.1.8. Congeladores de placas

Los congeladores de placas, tanto horizontales como verticales, se utilizan con mucha frecuencia en la industria alimentaria para la congelación de alimentos empaquetados. En estos congeladores, el refrigerante circula por dentro de placas metálicas huecas, las cuales se ponen en contacto extremo con el alimento.

Los congeladores que operan por cargas, de tipo horizontal, constan de un gabinete bien aislado provisto de puertas para el acceso. Las placas están dispuestas horizontalmente y por dentro de ellas circula el medio de refrigerante, usualmente amoníaco o freón. Operan con un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, en dos etapas y temperaturas de las placas entre -50 y -30 °C. También pueden operar con refrigerantes secundarios. Las placas se abren por medio de un mecanismo hidráulico, lo cual permite colocar los paquetes del alimento en bandejas planas del tamaño de la placa o en marcos de área fija. Regularmente y con el fin de evitar la deformación de los paquetes se utilizan topes ligeramente más pequeños que la altura de los mismos, en forma tal que se garantice un buen contacto de la placa con los paquetes sin deformarlos.

Luego de introducido el producto, las placas se cierran hidráulicamente, para que el producto transfiera calor a las placas por ambas caras. El gabinete se cierra para la operación del congelador. Estos equipos operan con varias estaciones en paralelo, cuyo número y especificaciones dependerán de la producción deseada y del tiempo de congelación que se requiera. Los tiempos de congelación dependen del espesor de los paquetes, de la naturaleza del producto y de las temperaturas involucradas. Algunos alimentos cárnicos como filetes de pescado, camarones, carne de res y de aves requieren tiempos típicos de congelación de alrededor de 0,5 horas cuando se empaacan en paquetes de 2,5 cm de espesor, elevándose el tiempo a 1,0 – 1,5 y 1,25 – 2,25 horas cuando los paquetes tienen 5 y 6,2 cm de espesor respectivamente.

También existen congeladores de placas que operan en forma semiautomática y automática, particularmente en lo referente a la carga y descarga de los paquetes.

Los congeladores de placas verticales tienen un uso extendido en la industria pesquera para congelar pescado y otros productos marinos a granel. El producto se carga en los espacios ubicados entre las placas verticales por gravedad. Una vez cargado, las placas se cierran mediante mecanismos hidráulicos, compactando ligeramente el producto para mejorar la transferencia de calor por conducción. Congelado el bloque, se hace circular refrigerante caliente por las placas, con la finalidad de desprender el bloque adherido superficialmente a las placas. Al finalizar, las placas se abren y los bloques son levantados hidráulicamente para ser retirados del equipo. El producto puede procesarse sin o con empaque. Es usual insertar bolsas plásticas entre las placas antes de llenar el producto en ellas, de forma tal que al finalizar el proceso, éste quede empacado.

Los tiempos de congelación típicos en congeladores de placas verticales para pescado entero oscilan entre 75 y 180 minutos, para espesores del bloque entre 5 y 10 cm. Para las mismas dimensiones se han indicado las siguientes cifras: filetes de pescado: 60 a 165 minutos; camarones en paquetes de cartón: 90 a 230 minutos; arenques. 60 a 170 minutos. Con los congeladores de placas se alcanzan coeficientes globales de transferencia de calor en el orden de 10 a 15 Btu/h.pie².°F.

5.1.9. Congeladores por inmersión

Este tipo de congeladores operan por inmersión con contacto indirecto con el medio de enfriamiento. Un congelador típico es el que se utiliza en la industria de helados para congelación individual de helados tipo “popsicle” o de palito. La mezcla preenfriada es vertida en unos moldes metálicos con la forma del helado. Los moldes van acoplados a una cadena sin fin, la cual sumerge la parte inferior del molde en una solución de salmuera de cloruro de calcio a una temperatura de -20 a -30 °C, a la cual se le agrega dicromato de potasio como anticorrosivo, contenida en un tanque enfriado en forma indirecta con serpentines que utilizan amoníaco como refrigerante (o cualquier otro refrigerante adecuado). El tiempo de residencia en el tanque define la congelación del producto. Cuando el producto se encuentra parcialmente congelado, con consistencia semiviscosa, un dispensador deja caer los palitos dentro del molde con la mezcla parcialmente congelada. El molde continúa sometido al efecto de la refrigeración de la salmuera, endureciéndose la mezcla hasta la salida del tanque, en donde los moldes se calientan en la periferia y se voltean para descargar el helado formado y congelado.

5.1.10. Congeladores continuos de superficie raspada

Los congeladores de tambor con superficie raspada son especialmente útiles para la congelación continua de líquidos y materiales pastosos semilíquidos, como purés y concentrados de frutas, mezclas de helados y margarina, entre otros. El producto sale del equipo semicongelado a una temperatura cercana a la de su punto de congelación, alrededor de -7 °C en el caso de la mezcla de helados, o a la temperatura final requerida, por ejemplo -18 °C para otros productos, siendo llenado en recipientes adecuados, para luego ser pasados a cavas de aire con convección forzada o natural para el endurecimiento. Estos congeladores constan de un tambor rotatorio, de velocidad angular regulable en función del tiempo de congelación que se estipule, por el interior del cual circula un refrigerante que opera en un ciclo de compresión de vapor, tal como el amoníaco o freón. El producto es aplicado uniformemente a la superficie externa del tambor, de acero inoxidable, mediante un vertedero oscilante. Éste, al hacer contacto con el cilindro, congela y se adhiere a su superficie, rotando lentamente hasta llegar a una cuchilla que raspa al producto congelado de la superficie., el cual cae a una cinta o tolva de recolección.

5.1.11. Congeladores con convección forzada de aire

En estos equipos el aire se enfría al pasar por un intercambiador de calor (evaporador), por el que circula refrigerante en un ciclo de compresión de vapor a un nivel entre -18 y -35 °C. El aire frío se pasa a velocidades elevadas por la superficie del alimento, con coeficientes de transferencia de calor en el orden de 2 a 5 Btu/h.pie².°F.

5.1.12. Congeladores de ráfaga de aire (blast)

Los congeladores por ráfagas de aire se clasifican de acuerdo con su modo de operación. En forma general se subdividen en equipos por cargas, semicontinuos y continuos.

5.1.13. Congeladores por cargas y semicontinuos

Los congeladores de ráfaga de aire, que operan por cargas, consisten de un local bien aislado y cerrado en el cual el aire frío recircula a una gran velocidad. El congelador opera por cargas, introduciéndose el producto empacado al cuarto en carritos, con bandejas o sobre plataformas. Una vez terminado el lapso, se retira el producto congelado. Este sistema puede adaptarse a un gran número de productos empacados, incluyendo tambores de jugos, pulpas y concentrados y otros envases de gran tamaño. Los productos deben estar empacados, pues de otra forma las pérdidas de peso son muy apreciables, dada la alta velocidad del aire que se suele emplear.

Este sistema se encuentra con frecuencia en los almacenes frigoríficos, para congelar o reducir la temperatura de los productos que van a ser almacenados en congelación. Como se indicó anteriormente, los almacenes frigoríficos son diseñados para mantener la temperatura de los productos y no para remover grandes cantidades de calor latente, por consiguiente, los productos deben ser congelados antes de introducirlos al almacén frío.

5.1.14. Túneles de congelación lineales

Estos túneles operan de manera similar. El producto empaquetado entra en las cintas de malla o perforadas, o sobre correas en forma continua, aunque también puede entrar en carritos con multibandejas. El flujo de aire frío es en contracorriente o cruzado, a través de la cinta, con velocidad del aire entre 100 y 3500 pie/min y temperaturas de operación entre -18 y -30 °C. La velocidad de la correa o de los carritos es variable, pudiéndose ajustar, dependiendo del tiempo de residencia y de la congelación deseada. Estos equipos pueden operar en forma lineal, en donde el producto entra por un extremo y sale congelado por el otro extremo opuesto, o en varias etapas o niveles de los cuales el producto pasa varias veces, en direcciones opuestas dentro de éste antes de salir congelado. Suelen poseer varias zonas tales como el glaseado, la de preenfriamiento y la de congelación propiamente dicha. Algunos operan con bandejas que se mueven en sentido vertical en vez de horizontal, siendo el producto alimentado en el fondo de la columna, saliendo congelado por la parte superior, en donde las bandejas se voltean para descargarlo, regresando a la parte inferior. Estos sistemas se adaptan tanto a productos empaquetados como sin empaquetar.

5.1.15. Túneles de congelación en espiral

Estos túneles consisten en una cinta perforada en espiral, generalmente de malla, la cual mueve el producto en forma vertical, transportándolo desde la entrada en la parte baja, hacia la salida, en la parte alta. El aire frío puede ser soplado por convección forzada desde el centro de la espiral (flujo horizontal) o verticalmente desde arriba (flujo vertical) en contracorriente. El flujo vertical es recomendable para unidades pequeñas porque reduce la deshidratación del producto, mientras que para unidades empaquetadas o de dimensiones grandes es más conveniente el flujo horizontal, pues de otra forma los tiempos de congelación se tornan muy largos. Este tipo de túnel se utilizó en principio para congelar productos de panadería y repostería y es especialmente útil para congelar productos en forma individual (IQF), sin envasar, de tamaño pequeño. En la práctica se incorporan a líneas de producción de alimentos precocidos, o procesados como camarones empanados, croquetas, filetes de pescado, bistés, productos precocidos envasados en platos de aluminio, vegetales en bolsas o cajas pequeñas de cartón y otros productos similares.

5.1.16. Túneles de lecho fluidizado

Los túneles de lecho fluidizado funcionan con una bandeja perforada sobre la cual se alimenta el producto, forzándose aire en sentido vertical perpendicular a la cinta, en forma tal que la velocidad vertical del aire compensa el peso de las partículas, creándose el efecto de fluidización o suspensión de las partículas en el lecho. La distribución de las partículas en el lecho es uniformizada mediante un mecanismo de vaivén que agita la bandeja inferior.

En la práctica se utiliza con frecuencia el método del lecho semi-fluidizado, en el cual el producto es alimentado en forma uniforme en una cinta transportadora perforada, que recibe aire forzado en sentido perpendicular, a través del producto, desde abajo hacia arriba, pero sin llegar a alcanzar la velocidad de fluidización de las partículas, las cuales no llegan a suspenderse. Por este sistema se congelan productos delicados y frágiles tales como coles de Bruselas, fresas moras, brócoli, coliflor y camarones, entre otros. Usualmente constan de dos zonas, la primera de glaseado, en donde congela el agua superficial, endureciéndose la partícula; posteriormente, el producto cae a otra correa, en donde se despega para terminar de congelar hasta la temperatura requerida, por ejemplo $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. La velocidad del aire en la primera sección suele ser más elevada: 4 a 6 m/s, con el fin de evitar que se peguen las partículas congeladas a la cinta. El espesor del producto esparcido en las dos correas puede ser también diferente, siendo menor en la primera sección (por ejemplo 30 a 100 mm) que en la segunda (100 a 250 mm).

Los congeladores de lecho fluidizado presentan algunos inconvenientes de operación, en especial el pegado de los alimentos muy húmedos o pegajosos a las cintas transportadoras, o cuando tienen tendencia a conglomerarse entre si. Este tipo de problemas debe ser discutido con el proveedor del equipo, con base a las características particulares de la materia prima.

5.1.17. Congeladores por inmersión y aspersion, con contacto directo con el medio de enfriamiento

En este caso existe contacto directo entre el paquete y el medio refrigerante, el cual generalmente se utiliza como vehículo para la transferencia de calor entre el producto y otro

refrigerante primario, como el amoníaco o freón, que opera en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, y que enfría al medio secundario en forma indirecta a través de un intercambiador de calor o serpentín.

Los paquetes o el alimento se sumergen directamente en el medio refrigerante o son rociados por éste. El medio refrigerante debe ser no tóxico o contaminante del alimento, pudiéndose utilizar salmueras de cloruro de sodio, propilén glicol o soluciones azucaradas. El uso práctico se ve limitado por la absorción de sal por el alimento, la adherencia de la solución al producto, introduciendo un ingrediente ajeno a éste, dilución de la solución por el alimento y la renovación periódica que se requiere al contaminarse con residuos del alimento o con materiales solubles provenientes de éste. Uno de los usos más frecuentes es para la congelación de pollos empacados en plástico, empleando salmuera de cloruro de sodio como medio refrigerante en el primer caso y propilén glicol en el segundo.

En el caso de envases herméticos, como latas que sirven de envase para pulpas, jugos y concentrados de fruta, se pueden utilizar soluciones de etanol en contacto directo con la lata.

En estos congeladores se pueden alcanzar coeficientes de transferencia de calor en el orden de 10 a 15 Btu/h.pie².°F, dependiendo de la velocidad del medio de enfriamiento sobre el alimento.

5.1.18. Congelación ultrarrápida

La congelación ultrarrápida se lleva a cabo mediante la aspersión o inmersión en refrigerantes criogénicos como el nitrógeno líquido y el dióxido de carbono líquido, con temperatura de ebullición a presión atmosférica de $-195,8$ y $-93,3$ °C, respectivamente. También se ha utilizado el freón como refrigerante criogénico; sin embargo, las implicaciones en el deterioro ambiental, en especial en la capa de ozono de la atmósfera, no hacen recomendable su uso industrial con este fin, a pesar de que puede reutilizarse en una fracción apreciable. Las velocidades de remoción de calor en estos procesos son muy rápidas, reflejándose en descensos de la temperatura entre 5 y 100 °C/min.

Debido a las altas velocidades de remoción de calor, pueden ocurrir algunos problemas prácticos en la operación de estos congeladores, como por ejemplo el resquebrado de la superficie del alimento al romperse el cristal formado por cualquier razón o por cambio súbito en el volumen.

Debido a las altas velocidades de remoción de calor, pueden ocurrir algunos problemas prácticos en la operación de estos congeladores, como por ejemplo el resquebrado de la superficie del alimento al romperse el cristal formado por cualquier razón o por cambio súbito en el volumen.

Los refrigerantes criogénicos pueden aplicarse tanto a productos sin empacar (IQF) como empacados. Si bien los costos de inversión en los túneles criogénicos son bajos en comparación con los que utilizan aire forzado, los costos de operación, especialmente los de adquisición de los gases criogénicos, con mucho más elevados.

5.1.19. Otros métodos de enfriamiento

Existen varios procedimientos de enfriamiento de los alimentos para usos especiales: algunos de ellos como el enfriamiento a vacío (*Vacuum cooling*) y con agua (*Hidrocooling*), de frutas y vegetales pueden revisarse en el texto de Barreiro y Sandoval (2002) para mayor información.

El efecto de enfriar con vacío se produce al tomarse calor sensible del alimento, previamente humedecido con un rocío de agua, para vaporizar la humedad superficial, la cual hierve a baja temperatura por efecto del vacío absorbiendo el calor latente de vaporización del alimento, produciéndose un efecto refrigerante en dicho proceso.

En el caso del hidrogenfriamiento se utiliza un medio refrigerante, en este caso agua, la cual es enfriada en un tanque con el proceso cíclico de refrigeración, para luego ser aplicada al

alimento, enfriándolo y tomando calor de éste. El agua actúa como un medio para transporte de calor desde el alimento hasta el evaporador del sistema cíclico de refrigeración.

En otros casos se utilizan sistemas secundarios de enfriamiento, en los cuales el medio de transporte de calor suele ser aire, agua o una solución de salmuera. En el diseño de este tipo de sistemas siempre se debe tener en cuenta que el punto de congelación del medio circundante sea siempre inferior a la temperatura de evaporación del refrigerante en el sistema cerrado de compresión de vapor. Este sistema se utiliza para enfriar, en forma indirecta, productos en tanques, intercambiadores de calor, pasteurizadores o también para enfriar ciertos espacios con intercambiadores de calor o con aire circundante.

Los bancos de hielo que se usan con frecuencia en la industria láctea utilizan este principio: el agua se enfría en el tanque provisto de un sistema de refrigeración cíclico por compresión de vapor y se hace circular mediante bombas y tuberías en forma indirecta por las camisas de tanques, enfriadores y otros equipos. El uso de estos sistemas permite enviar el efecto refrigerante a sitios distantes de la planta. Las líneas que transportan el medio de enfriamiento deben estar aisladas, para evitar ganancias térmicas indeseables. Para un conocimiento más completo sobre este tipo de sistemas indirectos de refrigeración, revisar el texto “Principios de Refrigeración” de Dossat (1991).

5.2. Cálculo de cargas térmicas de refrigeración y congelación

5.2.1. Propiedades térmicas de los alimentos

5.2.1.1. Calor específico (C_p)

Los alimentos, así como otros compuestos químicos presentan calores específicos variables, dependiendo de la temperatura. Las capacidades caloríficas presentan valores diferentes por encima y por debajo del punto de congelación. En ausencia de datos, el calor específico de un alimento puede calcularse de las siguientes ecuaciones:

Por encima del punto de congelación:

$$C_p = 0,20 + 0,008(x) \quad (5-1)$$

Por debajo del punto de congelación:

$$C_p = 0,20 + 0,003(x) \quad (5-2)$$

donde x es el % de humedad en el alimento y C_p la capacidad calorífica en Btu/lb.°F.

Estas ecuaciones predicen con aceptable exactitud las capacidades caloríficas promedio de los alimentos en función de su contenido de humedad.

5.2.1.2. Punto de congelación

El punto de congelación promedio de los alimentos es variable. En ausencia de datos como valor promedio puede tomarse el valor de -2 °C (28 °F).

5.2.1.3. Calor latente de congelación (L)

El calor latente de congelación es aquel que se remueve a la temperatura de congelación del alimento para pasar el agua en el interior de éste del estado líquido al estado sólido. En ausencia de datos este valor se puede calcular de la ecuación:

$$L = 1,434 (x) \quad (5-3)$$

siendo x el % de humedad en el alimento y L el calor latente en Btu/lb.

5.2.1.4. Conductividad térmica (k)

En ausencia de datos, las conductividades térmicas de los alimentos se pueden estimar con la siguiente ecuación:

$$k = 0,0126 (x) + 0,148 \quad (5-4)$$

donde k es la conductividad térmica en Btu/h.pie².°F.

La conductividad térmica en los alimentos es en general una propiedad anisotrópica; es decir, su valor depende de la dirección del flujo de calor en relación con la estructura del alimento. Así, la conductividad en la dirección de la fibra es mayor que en dirección perpendicular a ésta.

5.2.1.5. Difusividad térmica

La difusividad térmica es una propiedad combinada que depende de la conductividad térmica, la densidad y el calor específico. Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\alpha = (k/\rho_0.C_p) \quad (5-5)$$

donde α : Difusividad térmica (pies²/h)
k : Conductividad térmica (Btu/h.pie.°F)
 ρ_0 : Densidad (lb/pie³)
C_p: Capacidad calorífica (Btu/h.pie².°F)

5.2.1.6. Temperatura y humedad relativa de almacenamiento

Las variables operacionales que deben ser consideradas en un proceso de refrigeración o congelación son la temperatura a la cual debe mantenerse el interior del almacén refrigerado y la humedad relativa dentro de éste.

El control de la temperatura es un factor muy importante. Mediante el aislamiento apropiado de las paredes pueden evitarse fluctuaciones indeseables de temperatura, si se dispone de un equipo de refrigeración adecuado.

Cualquier aumento de la temperatura tiende a acortar el período de conservación y a disminuir la calidad de un producto, favoreciendo el crecimiento bacteriano, en el caso de almacenamiento refrigerado. Las fluctuaciones de la temperatura pueden producir condensación de humedad en la superficie de los alimentos refrigerados almacenados, favoreciendo así el crecimiento de hongos. Si la temperatura baja demasiado se podría producir un congelamiento indeseable del alimento el cual comprometería sus propiedades organolépticas.

La diferencia entre la temperatura del refrigerante y la temperatura de operación es importante para producir los efectos de humedad relativa deseados en el almacén refrigerado y para asegurar una transferencia de calor adecuada. La temperatura de los almacenes grandes es más fácil de controlar que la de los pequeños, debido al efecto de mayor reservorio de calor de los primeros, en donde cualquier variación tiene un efecto menor en el conjunto.

Otra variable de importancia es la humedad relativa del aire en el interior del almacén refrigerado. Si la humedad relativa es baja y el alimento no está empacado adecuadamente, existirá una transferencia de masa (agua) del alimento al aire, produciéndose la deshidratación superficial del alimento. A su vez, la humedad recogida por el aire se depositará en forma de hielo o escarcha en los serpentines de refrigeración (evaporador), continuándose este proceso hasta que el aire y el alimento alcancen equilibrio. Si la humedad relativa del aire es alta se depositará humedad relativa en el alimento, facilitándose el deterioro bioquímico y microbiológico de éste.

Para mantener un control adecuado de la humedad relativa de un almacén refrigerado para la conservación de alimentos, es necesario que se mantenga una diferencia tan pequeña como sea posible entre las temperaturas de los serpentines de refrigeración y el alimento procesado. Como es de esperarse, si se reduce esta diferencia de temperatura será necesario aumentar el área de transferencia de calor de los serpentines, con el fin de mantener la misma

velocidad de transferencia de calor ($Q = UA\Delta T$; si ΔT disminuye es necesario aumentar A para que se mantenga el mismo Q). Si se desea mantener una humedad relativa muy baja se puede seguir el mecanismo contrario, disminuyendo el área de transferencia de calor y aumentando la diferencia de temperatura.

La temperatura del refrigerante se puede regular mediante las válvulas del sistema de refrigeración. De esta manera, si existe un área adecuada de transferencia de calor, es posible mantener la temperatura deseada en la cámara sin que ocurra una deshidratación excesiva de los alimentos.

Es conveniente que se tenga presente que cuando se utiliza convección forzada de aire, mediante el empleo de ventiladores, se producen pérdidas adicionales de humedad y de peso en los alimentos almacenados, debido al incremento de la velocidad superficial del aire.

Los alimentos refrigerados presentan diferentes valores óptimos de la temperatura y humedad relativa a las cuales deben almacenarse en refrigeración. Bajo estas condiciones tienen una vida de almacenamiento determinada. La mayoría de las frutas y algunos vegetales se deben almacenar en una humedad relativa de 85-90%. Los tubérculos y vegetales con hojas, a 90-95%.

No todos los alimentos se pueden congelar y otros sufren daños por frío. En el caso de productos congelados, las temperaturas comerciales de almacenamiento suelen estar entre 25 y – 18 °C. Temperaturas inferiores a la temperatura de transición vítrea (T_g) garantizan la máxima estabilidad del producto congelado.

5.2.2. Método general para el cálculo de cargas térmicas de refrigeración y congelación

El calor que se debe remover para refrigerar o congelar un alimento, se puede calcular mediante consideraciones termodinámicas de tipo general. Este cálculo es esencial para dimensionar y especificar equipos de refrigeración.

En general, el calor removido es:

$$Q = Q_R + Q_{REF} + Q_L + Q_{CONG} + Q_E + Q_{ELECT.} + Q_{MOTOR} + Q_{TRAB} + Q_{CAMB. AIRE} + Q_P \quad (5-6)$$

donde:

Q	Calor total que es necesario remover
Q _R	Calor en la respiración de tejidos vegetales.
Q _{REF}	Calor sensible es necesario remover para reducir la temperatura del alimento, desde su valor inicial hasta su punto de congelación o cualquier otra temperatura en caso de refrigeración.
Q _L	Calor latente removido para llevar el alimento a su temperatura de congelación.
Q _{CONG}	Calor que se debe remover para reducir la temperatura del alimento desde su punto de congelación hasta la temperatura final deseada.
Q _E	Calor sensible a remover para enfriar el material de empaque.
Q _{ELECT}	Calor generado por la iluminación eléctrica que hay en la cava o espacio refrigerado.
Q _{MOTORES}	Calor generado por los motores que funcionan dentro de la cava (incluyendo difusores).
Q _{TRAB}	Calor generado por las personas que trabajan dentro de la cava.
Q _{CAMB. AIRE}	Calor que entra por el aire al abrir y cerrar la cava.
Q _P	Calor perdido por transferencia a través de las paredes y aislantes.

5.2.2.1. Evaluación del calor generado por la respiración de tejidos vegetales (Q_R)

Los alimentos vegetales, al contrario de los de origen animal, presentan una tasa de respiración debido a que se mantienen vivos durante su almacenamiento refrigerado. Como consecuencia de este proceso metabólico se oxidan los carbohidratos y se produce dióxido de

carbono, agua, calor y otros compuestos. Este calor proveniente de la respiración debe tomarse en cuenta en los cálculos de las cargas térmicas de refrigeración. En el caso de la congelación, debido a la rápida remoción de calor del alimento, este calor de origen metabólico suele despreciarse.

Para los tejidos animales este calor es nulo al igual que en el caso de los tejidos vegetales que han sufrido tratamientos térmicos como en el caso de la cocción o el escaldado para la inactivación enzimática.

Cuando se refrigera un alimento, el calor de respiración varía al cambiar la temperatura y por lo tanto dependerá del tiempo que se requiera para llevarlo de una temperatura a otra. Conocido este tiempo, se puede calcular el calor de respiración promedio, suponiendo que la temperatura varía linealmente con el tiempo, por la expresión:

$$Q_r = q_r m(t) \quad (5-7)$$

donde q_r es el calor de reacción (Tabla G.1 del Apéndice G) y se debe calcular un valor promedio entre el calor de respiración a T_1 y a T_2 , m la masa de producto a congelar y t el tiempo necesario para alcanzar la temperatura de almacenamiento.

5.2.2.2. Evaluación de los calores sensibles de refrigeración, congelación y calor latente de congelación ($Q_{Ref} + Q_L + Q_{Cong}$)

Los calores de refrigeración y de congelación se calculan por la expresión:

$$Q = mC_p\Delta T/t \quad (5-8)$$

$$Q_{Ref} = mC_{p1}(T_2 - T_1)/(t)(cf) \quad (5-9)$$

$$Q_{Cong} = mC_{p2}(T_3 - T_2)/t \quad (5-10)$$

donde: C_{p1} = Calor específico del alimento por encima de la T_C .

C_{p2} = Calor específico del alimento por debajo de la T_C .

T_1 = Temperatura inicial del alimento.

T_2 = Temperatura de congelación del alimento.

T_3 = Temperatura final del alimento congelado.

M = Masa del alimento-

t = Tiempo de enfriamiento.

cf = Factor de enfriamiento (Tabla H.1 del Apéndice H).

Ejemplo 5.1

Calcular el calor sensible de refrigeración para enfriar 50000 libras de plátanos desde una temperatura inicial de 80 °F, hasta una temperatura de 55 °F. El proceso debe realizarse en un lapso de 24 horas como máximo.

Solución:

Para plátanos, $C_p = 0,80$ Btu/lb.°F (Tabla G.2). Para este proceso se tiene que $T_1 = 80$ °F, $T_2 = 55$ °F; $m = 50000$ libras, $t = 1$ día y $cf = 0,10$ (Tabla H.1). Sustituyendo variables en la ecuación (4-8) se tiene:

$$Q_{\text{Ref}} = (50000)(0,80)(80 - 55)/(1)(0,10) = 10^7 \text{ Btu/día}$$

Calor latente de congelación

Este calor se calcula mediante la ecuación:

$$Q_L = m\lambda/t \quad (5-11)$$

Obsérvese que los calores que se remueven del sistema deben tener signos negativos debido a que deben ser retirados del mismo. Por razones de simplificación todos los calores de enfriamiento en este texto serán tomados con signo positivo.

En el caso de refrigeración o enfriamiento de un alimento por encima de su punto de congelación, los valores de Q_L y Q_{Con} son nulos, pues no deben considerarse en los cálculos.

Ejemplo 5.2

Se desea congelar 1000 lb de pollo fresco inicialmente a una temperatura de 60 °C. La temperatura de almacenamiento congelado es de 0 °C. El tiempo estimado de enfriamiento es de 4 horas. Con estos datos, calcular los valores Q_{Ref} , Q_L y Q_{Con} .

Solución:

En este caso se tiene que $T_1 = 60$ °C, $T_3 = 0$ °C y $t = 4/24$ días.

De la Tabla G.4 se obtiene que la temperatura de congelación de las aves frescas es de 30,9 °F, $\lambda = 111$ Btu/lb, $C_{p1} = 0,82$ Btu/lb.°F y $C_{p2} = 0,43$ Btu/lb.°F.

Aplicando las ecuaciones (4-9), (4-10) y (4-11), con $cf = 1$ (Tabla H.1):

$$Q_{Ref} = 1000(0,82)(60 - 30,9)/(4/24) = 143172 \text{ Btu/día}$$

$$Q_{Cong} = 1000(0,43)(30,9 - 0)/(4/24) = 79722 \text{ Btu/día}$$

$$Q_L = 1000(111)/(4/24) = 666000 \text{ Btu/día}$$

5.2.2.3. Calor sensible del material de empaque

Cuando los productos a ser enfriados vengan empaquetados, por ejemplo tambores, cajas de cartón, madera u otro material, cuñetes, sacos de fibra o plástico, paletas, etc., el calor sensible para enfriar sin cambio de fase al material de empaque desde la temperatura inicial hasta

la final también debe ser calculado, tomando en cuenta la masa del empaque, su capacidad calorífica y el número de envases a ser enfriados. Para ello se aplica la relación:

$$Q_e = N_e m_e C_{p_e} (T_3 - T_1) / t \quad (5-12)$$

donde: N_e : Número de envases en el lote.

m_e : Masa de un envase (lb).

C_{p_e} : Calor específico del material del envase (Btu/lb.°F).

T_1 : Temperatura inicial (°F)

T_3 : Temperatura final (°F).

5.2.2.4. Calores generados por luces eléctricas y motores dentro del espacio refrigerado (Q_{Elect} , Q_{Motor})

Las luces eléctricas de la iluminación interna de los almacenes refrigerados y los motores eléctricos que operen o efectúen trabajo dentro del espacio refrigerado, incluyendo los motores de los ventiladores o difusores, bombas para transporte de fluidos o motores de montacargas o equipos similares, generan calor durante su operación. Estos calores se pueden estimar a partir de los siguientes datos y ecuaciones:

Para luces eléctricas:

$$Q_{ELECT.} = (3,42)(Potencia bombillos)(t) \quad (5-13)$$

donde t es el tiempo de operación diaria de los bombillos (h/día)

Para una iluminación adecuada, se recomienda colocar de 1 a 2 Watt por pie cuadrado de superficie.

Para motores:

$$Q_{Motor} = (FM)(Potencia del motor)(t) \quad (5-14)$$

donde FM es el factor de equivalencia térmica dado por la Tabla 5-1 (Btu/hp.h) y t el tiempo de operación diaria del motor (h/día).

Obsérvese que los calores calculados con la ecuación (5-14) vienen expresados en Btu/día. En caso de que haya varios motores diferentes o luces de diferentes potencias, se calculan los calores individuales de cada uno de ellos y se determina la suma total.

Tabla 5-1. Factores de equivalencia térmica para motores eléctricos en distintas condiciones de operación (Dossat, 1991).

Potencia del motor (hp)	Motor y trabajo realizado dentro del espacio (1)	Motor fuera y trabajo realizados dentro del espacio (2)	Motor dentro y trabajo realizado fuera del espacio (3)
0,125-0,5	4250	2545	1700
0,5-3	3700	2545	1150
3-20	2950	2545	400

Tanto el motor como el trabajo son realizados dentro del espacio refrigerado, como por ejemplo, los de ventiladores (impulsores), enfriadores de circulación forzada, montacargas eléctricos.

El motor disipa el calor fuera del espacio refrigerado, pero el trabajo útil se realiza dentro de éste, como por ejemplo una bomba fuera que circula salmuera o agua de enfriamiento dentro del espacio refrigerado; un motor fuera y el impulsor dentro el espacio refrigerado.

El motor disipa el calor dentro del espacio refrigerado, pero el trabajo se efectúa fuera de éste.

5.2.2.5. Calor generado por trabajadores dentro del espacio refrigerado (Q_{Trab})

Debido a que el cuerpo humano se encuentra a una temperatura de alrededor de 37 °C, existe una transferencia de calor corporal hacia el ambiente de los almacenes refrigerados. El calor generado por los trabajadores que realizan labores en el interior de los almacenes

refrigerados depende de la temperatura de operación de éstos. A menor temperatura mayor será la diferencia entre el ambiente y el cuerpo humano, y por consiguiente mayor será el calor transferido al ambiente. Los valores recomendados se presentan en la Tabla 5-2.

El calor generado por los operarios que trabajan dentro del almacén refrigerado se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{TRABAJ.}} = (\text{CDP})(N^{\circ} \text{ Trabajadores})t \quad (5-15)$$

donde CDP es el valor dado por la Tabla 5-2 en Btu/h.persona, t el tiempo de trabajo dentro del local (h/día).

5.2.2.6. Evaluación del calor debido cambios de aire (Q_{AC})

En cuanto a cambios de aire se deben diferenciar dos conceptos distintos. El primero se relaciona con el término denominado infiltración, que se produce por fisuras a través de aislantes, puertas, empaaduras y orificios para la equalización de la presión dentro y fuera del almacén, u otros, así como la apertura y cerrado de la puerta de acceso para movilizar la carga. El segundo se refiere a los cambios de aire generados por la introducción de aire fresco del exterior con el propósito de ventilar el local, especialmente cuando se almacenan frutas y vegetales refrigerados que requieren la remoción de gases metabólicos y el mantenimiento del CO_2 a niveles tolerables dentro del almacén refrigerado.

Tabla 5-2. Carga térmica por persona dentro de un almacén refrigerado

Temperatura del almacén (°F)	Calor desprendido por persona CDP (Btu/h.N° personas)
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Calor de infiltración y por apertura de puertas. Este calor, además de la infiltración normal, depende del número de veces que el local refrigerado se abra o se cierre, el tiempo que quede abierto y de la temperatura y humedad del aire dentro y fuera de la cava. Los cambios de aire por este concepto son difíciles de estimar y varían notablemente con el tipo de instalación y uso al que se le destine. Por tales razones y basándose en la experiencia, se han presentado valores en la literatura técnica, provenientes de estudios realizados en almacenes fríos, que representan el calor promedio de infiltración bajo diversas condiciones de uso, tal como los que se muestran en la Tabla 5-3.

Tabla 5-3. Cambios de aire por infiltración y apertura de puertas en almacenes refrigerados, sometidos a uso normal (Dossat, 1991)

VOLUMEN (pies ³)	Cambios de aire (AC) por día (1/día), con la temperatura del almacén refrigerado	
	> 32 °F	< 32 °F
200	44,0	33,5
250	38,0	29,0
300	34,5	26,2
400	29,5	22,5
500	26,0	20,0
600	23,0	18,0
800	20,0	15,3
1000	17,5	13,5
1500	14,0	11,0
2000	12,0	9,3
3000	9,5	7,4
4000	8,2	6,3
5000	7,2	5,6
6000	6,5	5,0
8000	5,5	4,3
10000	4,9	3,8
15000	3,9	3,0
20000	3,5	2,6
25000	3,0	2,3
30000	2,7	2,1
40000	2,3	1,8
50000	2,0	1,6

El calor Q_{AC} que se debe retirar por este concepto se puede estimar aplicando la ecuación siguiente:

$$Q_{AC} = V (CA)(FU) \rho_0 (H_{Y1} - H_{Y2}) \quad (5-16)$$

donde V: Volumen de la cava (pies³)

CA: Cambios de aire por día.

FU: Factor de uso, que toma los valores: Uso normal promedio: FU= 1,00.

Uso fuerte: FU = 1,5. Para almacenes con antesalas en las puertas: FU = 0,5.

ρ_0 : Densidad del aire dentro de la cava (lb/pies³). Este valor se puede conocer de la cartas psicrométrica del Apéndice F.

H_{Y1} : Entalpía del aire dentro de la cava (Btu/lb).

H_{Y2} : Entalpía del aire fuera de la cava (Btu/lb).

Calor por cambios de aire fresco

Los cambios de aire fresco que se deben efectuar por día dependen del tipo de producto que se almacene, su madurez, velocidad de respiración a la temperatura de almacenamiento, niveles de CO₂ u otros gases que se deseen mantener en el local refrigerado y de las dimensiones de éste.

En general, el modelo para el cálculo puede suponer que el local tiene un volumen interno V y que dentro de éste se encuentra almacenada una masa de alimento M , a una temperatura T_d . La velocidad de respiración del alimento (R_{Resp}) es conocida, al igual que el nivel máximo de CO₂ permisible ($c_{m\acute{a}x}$) dentro del local, cuando se ha alcanzado condiciones estacionarias. C_i y $C_{m\acute{a}x}$ son las fracciones en peso de CO₂ a la entrada y salida respectivamente. El modelo se ilustra en la Fig. 5.1.

La cantidad de aire fresco que se admite es A_i , con un contenido de CO₂ en el aire de 0,03 %, siendo A_0 la cantidad de aire máxima permisible de CO₂ proveniente de la respiración del producto almacenado.

Las concentraciones en volumen de CO₂ a la entrada y salida se convierten a fracciones en peso de la siguiente manera:

$$C_i = (0,0003)(44)/(0,9997 \times 29 + 0,0003 \times 44) = 0,000455 \quad (5-17a)$$

$$C_{m\acute{a}x} = c_{m\acute{a}x}(44)/[(1-c_{m\acute{a}x}) \times 29 + c_{m\acute{a}x}(44)] \quad (5-17b)$$

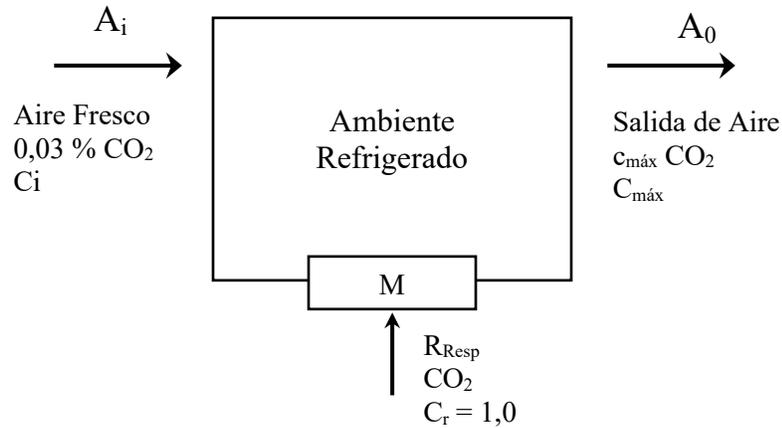


Fig. 5.1. Esquema del modelo de almacenamiento refrigerado para efectuar el balance de masa para el cálculo de los requerimientos de frío.

El CO_2 producido en la respiración se calcula conocida la velocidad de respiración de la siguiente forma:

$$R = (R_{Resp})(M)/220 \quad (5-17c)$$

donde R_{Resp} : Velocidad de respiración (Btu/ton.día).

M: Masa del producto (Kg).

R: CO_2 producido (mg/h).

El factor 220 se utiliza para convertir los Btu/ton.día a $\text{CO}_2/\text{kg.h}$.

El balance global de masa y en CO_2 muestra las siguientes ecuaciones:

$$A_i + R = A_0 \quad (5-17d)$$

$$(C_i)(A_i) = (C_{m\acute{a}x})(A_0) \quad (5-17e)$$

En el análisis se desprecia la producción de otros compuestos en la respiración. Resolviendo el sistema anterior se tiene:

$$A_i = R(1 - C_{\text{máx}})/(C_{\text{máx}} - C_i) \quad (5-17f)$$

Sustituyendo la ecuación (4-17c) en la (4-17f) resulta:

$$A_i = \frac{(\text{Resp})(M) 10^3 (1 - C_{\text{máx}})}{220 (C_{\text{máx}} - C_i)} \quad (5-17g)$$

donde A_i : Masa de aire fresco requerido (gramos/h).

$C_{\text{máx}}$: Concentración en peso máximo de CO_2 a la salida dada por la ecuación (5-17b).

C_i : Concentración en peso de CO_2 en el aire fresco a la entrada dada por la ecuación (5-17a) = 0,000455.

Para calcular el volumen de aire correspondiente a la masa de aire fresco A_i , se utiliza la ecuación de Clausius-Clapeyron para gases ideales, conocido el peso molecular del aire 29 g/g-mol. La temperatura del aire para este cálculo se puede suponer como la media entre la temperatura interna en el local frío T_d y la externa T_f . En este caso se obtiene:

$$V_{\text{AIREFRESCO}} = A_i \cdot 0,082 \frac{(T_d + T_f)}{P(\text{PM}_{\text{AIRE}})(10^3)} \quad (5-17h)$$

donde A_i : Masa de aire fresco calculada con la ecuación (5-17g).

T_d : Temperatura dentro del local refrigerado ($^{\circ}\text{C}$).

T_f : Temperatura fuera del local ($^{\circ}\text{C}$).

P: Presión (atm).

PM: Peso molecular del aire igual a 29 g/g-mol.

Ejemplo 5.3

Se desea calcular el volumen de aire fresco que se debe introducir en un contenedor refrigerado de 40 pies, de dimensiones internas 11,613x2,696x2,26 metros, en el cual se han estibado 4500 cajas de mangos Haden de 5 kg de peso neto cada una. La temperatura dentro del contenedor debe ser de 10 °C, con 85% de humedad relativa y la externa es de 28 °C, con 80% de humedad relativa. La velocidad de respiración de los mangos es de 6700 Btu/ton.día y el nivel máximo de CO₂ permisible es de 0,5%. Si la capacidad máxima del contenedor para admisión de aire fresco es de 150 m³/h, calcular el porcentaje de apertura de la ventilación del contenedor que se necesita.

Solución:

De los datos del problema se tiene:

$$V = (11,613)(2,269)(2,26) = 59,55 \text{ m}.$$

$$M = 4500 \text{ cajas} \times 5 \text{ kg/caja} = 22500 \text{ kg}.$$

$$R_{\text{Resp}} = 6700 \text{ Btu/ton.día}.$$

$$c_{\text{máx}} = 0,005(0,5\%)$$

$$T_d = 10 \text{ °C}.$$

$$T_f = 28 \text{ °C}.$$

$$P = 1 \text{ atm}.$$

Aplicando las ecuaciones (5-17a, b y c) se obtiene:

$$C_i = 0,000455$$

$$C_{\text{máx}} = 0,07667$$

$$R = 685227,3 \text{ mg CO}_2/\text{h}.$$

De la ecuación (5-17f)

$$A_i = (685227,3)(10^{-3})(1 - 0,007567)/(0,007567 - 0,000455)$$

$$A_i = 95619 \text{ g aire fresco/h}.$$

El volumen de aire fresco se calcula con la ecuación (5-17h).

$$V_{\text{AIRE FRESCO}} = (95619)(0,082) \frac{[(28+10)/2 + 273]}{(1)(29)(10^3)} = 78,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Se requiere un volumen de aire fresco de 78,9 m³/h.

Debido a que la capacidad máxima de cambio de aire del equipo es de 150 m³/h, y esto corresponde al 100 % de apertura de las válvulas de ventilación del contenedor, el porcentaje requerido para este cargamento será:

$$\% \text{ Apertura} = V_{\text{AIRE FRESCO}}/150 = 78,9/150 = 52,6 \%$$

El calor ganado por concepto de introducción de aire fresco se calcula de manera similar a la infiltración utilizando la ecuación:

$$Q_{\text{AC}} = M_{(\text{AIRE FRESCO})}(h_f - h_d)(24) \quad (\text{Btu/día}) \quad (5-18)$$

donde $M_{(\text{AIRE FRESCO})}$: Masa de aire fresco introducida (lb/h).

h_f : Entalpía del aire fresco (Btu/lb).

H_d : Entalpía del aire dentro del local (Btu/lb):

Ejemplo 5.4

Calcular Q_{AC} en el ejemplo anterior.

La masa de aire fresco a ser utilizada es: $A_i = 95619 \text{ g/h}$, de aquí que:

$$M_{(\text{AIRE FRESCO})} = 95619 \text{ g/h} = 210,4 \text{ lb/h.}$$

Las entalpías del aire fuera y dentro del contenedor se calculan con la carta psicrométrica (Apéndice F) y las condiciones del aire en esas localidades.

$$h_d = 19,2 \text{ Btu/lb (10 °C y 85 \% de humedad relativa).}$$

$$h_f = 41,0 \text{ Btu/lb (28 °C y 80 \% de humedad relativa).}$$

Aplicando la ecuación (5-18):

$$Q_{AC} = 210,4(41,0 - 19,2)(24) = 110186 \text{ Btu/día.}$$

5.2.2.7. Cálculo del calor que pasa a través de las paredes

Para mantener la cava a una temperatura determinada es necesario sacar el calor que pasa a través de las paredes y el techo, el cual se calcula por la expresión:

$$Q_{\text{PAREDES}} = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) \quad (5-19)$$

donde:

$$U = \frac{1}{\sum_1^n X_i / K_i} \quad (5-20)$$

Todos los calores determinados con las ecuaciones anteriores están expresados en unidades de Btu.

Para los efectos del cálculo se desprecian las transferencias de calor por convección y radiación, siendo la conducción el único factor de importancia.

Los efectos de la radiación solar sobre las paredes externas del almacén o equipo deben considerarse cuando aportan una resistencia térmica apreciable. Por ejemplo, si las paredes externas de un almacén reciben la radiación solar, la temperatura de ésta será más elevada que la

del ambiente que lo rodea; esta temperatura mayor de la superficie externa resulta en una mayor ganancia de calor a través de los aislantes al incrementarse el diferencial de temperatura. Debido a que las superficies oscuras tienen una menor emisividad que las claras, las primeras absorben más radiación solar y por consiguiente son más calientes que las segundas. Normalmente la radiación se toma en cuenta sumando un factor de corrección a la temperatura ambiental externa, el cual depende de la naturaleza de la superficie y su ubicación. En la Tabla 5-4 se presentan los factores de corrección de la temperatura cuando la radiación solar es un factor importante a ser considerado. Es obvio que cuando los almacenes refrigerados se encuentran protegidos de la radiación solar, este factor es nulo.

Tabla 5-4. Factor de corrección (°F) a ser sumado a la temperatura ambiental externa cuando la radiación solar sobre la superficie es considerada.

Características de la superficie externa	Orientación de la pared/techo			
	Este	Sur	Oeste	Techo plano
Superficies oscuras como: pintura negra, brea, asfalto, tejas de pizarra.	8	5	8	20
Superficies medianamente coloreadas como: maderas sin pintar, ladrillo, cemento oscuro, pintura roja, verde o gris	6	4	6	15
Superficies claras como: cemento blanco, pinturas claras y blanca, piedra blanca.	4	2	4	9

Ejemplo 5.5

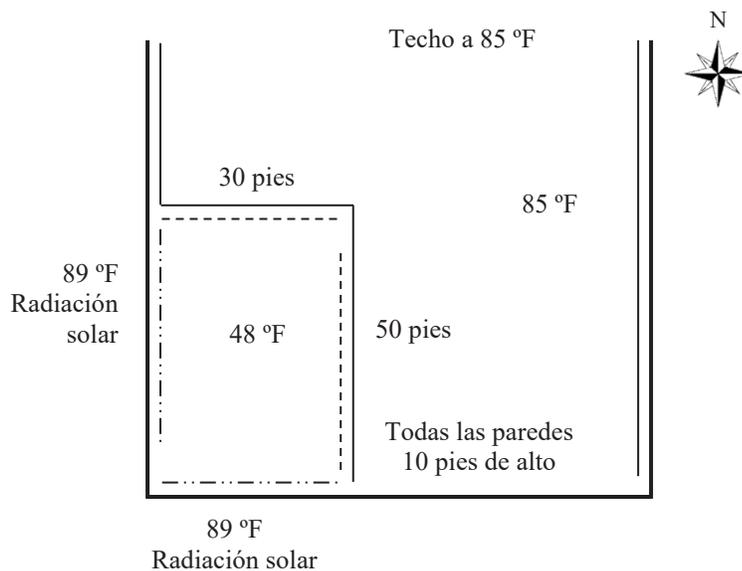
Calcular la pérdida de calor a través de aislantes (Q_p) para un almacén refrigerado, cuya temperatura interior es de 48 °F y tiene 10 pies de alto por 30 pies de ancho por 50 pies de largo, ubicado en el costado suroeste de un galpón. Las paredes sur y oeste del local se encuentran adosadas a las del galpón, el cual está construido de bloques huecos de arcilla de 8 pulgadas de espesor, frisados por ambas caras con 0,5 pulgadas de friso liso en cada una. Se considera que en

las paredes externas existe viento a una velocidad suficiente como para considerar que existe un coeficiente de transferencia de calor promedio de 4 Btu/h.pie²°F (22,7 W/m²K) (Sigalés, 2002).

El techo del galpón es inclinado, de 15 pies de altura en la esquina suroeste y 20 pies de altura en el centro, construido de láminas onduladas plásticas. La temperatura media dentro del almacén es de 85 °F. El techo del almacén refrigerado tiene un aislamiento consistente en 2 pulg. de madera de pino, 4 pulg. de lámina de poliuretano y 2 pulg. de placa de concreto y un friso interno de 0,5 pulg. de concreto.

El piso se encuentra fundado sobre una placa de concreto de 10 pulg. de espesor, encima del cual se colocaron láminas de poliuretano de 4 pulg. de espesor, y una placa de concreto con malla de 3 pulg. de espesor.

Las paredes sur y oeste, adosadas a las del galpón, tienen 4 pulg. de lámina de poliuretano, 1 pulg. de lámina de corcho y 0,5 pulg. de friso de concreto interno. Las paredes norte y este dan al ambiente del galpón y están formadas por bloques de agregado de arena de 8 pulg. de espesor, recubierto externamente con 0,5 pulgadas de friso de cemento. El interior que da al almacén refrigerado tiene un aislamiento de 4 pulg. de lámina de poliuretano, 1 pulg. de lámina de corcho y un friso interno de 0,5 pulg. de espesor. El techo tiene un aislamiento similar al de las paredes norte y este.



Solución:

Las conductividades térmicas de los materiales de las paredes, techo y piso se toman de la Tabla D.1 del Apéndice D y utilizando la Tabla A.1 del Apéndice A, se convirtieron a unidades del sistema inglés.

Pared oeste: adosada a la del almacén

Área $50 \times 10 = 500 \text{ pie}^2$

Aislante	Espesor (pulg)	K (Btu/h.pie.°F)	x/k (°F.h/Btu)
– Bloque arcilla hueco	8	0,74	0,901
– Friso externo pared	0,5	1,21	0,034
– Friso interno pared	0,5	1,21	0,034
– Lámina poliuretano	4	0,014	23,81
– Lámina corcho	1	0,025	3,33
– Friso interno cava	0,5	1,21	0,034
– Coef. convectivo externo	---	4,0	0,250
		$\Sigma x/k$	28,393

Coeficiente U (Ec. 5-20) = $1/28,393 = 0,0352$

Temperatura externa = 89 °F

Corrección por radiación solar: +4 °F

Temperatura externa efectiva: 93 °F

Temperatura interna: 48 °F

Calor ganado por la pared (Ec. 5-19)

$$Q = (0,0352)(500)(93-48)(24) = 19008 \text{ Btu/día}$$

Pared sur: adosada a la del almacén

Área 30x10 = 300 pie²

Aislante	Espesor (pulg)	k (Btu/h.pie.°F)	x/k (°F.h/Btu)
– Bloque arcilla hueco	8	0,74	0,901
– Friso externo pared	0,5	1,21	0,034
– Friso interno pared	0,5	1,21	0,034
– Lámina poliuretano	4	0,014	23,81
– Lámina corcho	1	0,025	3,33
– Friso interno cava	0,5	1,21	0,034
– Coef. convectivo externo	---	4,0	0,25
		$\Sigma x/k$	28,393

Coefficiente U (Ec. 5-20) = $1/28,393 = 0,0352$

Temperatura externa = 89 °F

Corrección por radiación solar: +4 °F

Temperatura externa efectiva: 93 °F

Temperatura interna: 48 °F

Calor ganado por la pared (Ec. 5-19)

$$Q = (0,0352)(300)(93-48)(24) = 11405 \text{ Btu/día}$$

Pared norte: da al ambiente del almacén

Área $30 \times 10 = 300 \text{ pie}^2$

Aislante	Espesor (pulg)	k (Btu/h.pie.°F)	x/k (°F.h/Btu)
– Bloque agregado concreto	8	0,526	1,267
– Friso externo pared	0,5	1,21	0,034
– Lámina poliuretano	4	0,014	23,81
– Lámina corcho	1	0,025	3,33
– Friso interno cava	0,5	1,21	0,034
– Coef. convectivo externo	---	0,0	0,0
		$\Sigma x/k$	28,475

Coefficiente U (Ec. 5-20) = $1/28,475 = 0,0351$

Temperatura externa = 85 °F

Corrección por radiación solar: 0 °F

Temperatura externa efectiva: 85 °F

Temperatura interna: 48 °F

Calor ganado por la pared (Ec. 5-19)

$$Q = (0,0351)(300)(85-48)(24) = 9351 \text{ Btu/día}$$

Pared este: da al ambiente del almacén

Área 50x10 = 500 pie²

Aislante	Espesor (pulg)	K (Btu/h.pie.°F)	x/k (°F.h/Btu)
➤ Bloque agregado concreto	8	0,526	1,267
➤ Friso externo pared	0,5	1,21	0,034
➤ Lámina poliuretano	4	0,014	23,81
➤ Lámina corcho	1	0,025	3,33
➤ Friso interno cava	0,5	1,21	0,034
➤ Coef. convectivo externo	---	0,0	0,0
		Σx/k	28,475

Coeficiente U (Ec. 5-20) = $1/28,475 = 0,0351$

Temperatura externa = 85 °F

Corrección por radiación solar: 0 °F

Temperatura externa efectiva: 85 °F

Temperatura interna: 48 °F

Calor ganado por la pared (Ec. 5-19)

$$Q = (0,0351)(500)(85-48)(24) = 15584 \text{ Btu/día}$$

Techo: da al ambiente del almacén

Área 50x30 = 1500 pie²

Aislante	Espesor (pulg)	K (Btu/h.pie.°F)	x/k (°F.h/Btu)
– Madera de pino	2	0,087	1,916
– Friso interno cava	0,5	1,21	0,034
– Lámina poliuretano	6	0,014	35,71
– Placa de concreto	2	1,00	0,167
– Coef. convectivo externo	---	0,0	0,0
		$\Sigma x/k$	37,827

Coefficiente U (Ec. 5-20) = $1/38,0 = 0,0264$

Temperatura externa = 85 °F

Corrección por radiación: 0 °F

Temperatura externa efectiva: 85 °F

Temperatura interna: 48 °F

Calor ganado por la pared (Ec. 5-19)

$$Q = (0,0264)(1500)(85-48)(24) = 35165 \text{ Btu/día}$$

Piso: fundado sobre el piso del galpón

Área 50x30 = 1500 pie²

Aislante	Espesor (pulg)	K (Btu/h.pie.°F)	x/k (°F.h/Btu)
– Placa de concreto	10	1,00	0,833
– Lámina poliuretano	4	0,014	23,81
– Placa de concreto sobrepiso	3	1,00	0,250
– Coef. convectivo externo	---	0,0	0,0
		$\Sigma x/k$	24,893

Coefficiente U (Ec. 5-20) = $1/24,893 = 0,0402$

Temperatura externa = 80 °F (Temperatura del suelo)

Corrección por radiación solar: 0 °F

Temperatura externa efectiva: 80 °F

Temperatura interna: 48 °F

Calor ganado por la pared (Ec. 5-19)

$$Q = (0,0402)(1500)(80 - 48)(24) = 46310 \text{ Btu/día}$$

El calor total (Q_P) ganado a través de los aislantes en paredes, piso y techo será la suma de los calores ganados por las paredes oeste, sur, norte y este, y por el techo y piso; es decir:

$$Q_P = 19008 + 11405 + 9351 + 15584 + 35165 + 46310$$

$$Q_P = 136823 \text{ Btu/día}$$

5.2.2.8. Carga térmica efectiva

La carga térmica teórica calculada con las ecuaciones anteriormente descritas viene expresada en Btu/día; es decir, el sistema de refrigeración debe operar en forma continua las 24 horas del día. En la práctica esto no ocurre, debido a que en general el sistema de refrigeración debe pararse para poder cumplir con los ciclos de descongelación del evaporador.

El vapor de agua en el ambiente del local refrigerado, proveniente de la transpiración del alimento y de la infiltración a través de puertas y orificios principalmente, se transfiere al evaporador, más frío, por diferencia en las presiones parciales del agua. Cuando el ambiente es mantenido a temperaturas de congelación, este vapor de agua condensa y solidifica como hielo en la superficie del evaporador del sistema de refrigeración. Este hielo perjudica la transferencia de calor y bloquea el flujo de aire alrededor del evaporador, lo cual resulta en una pérdida de eficiencia del sistema. Por tales motivos, este hielo debe ser fundido y el agua removida periódicamente, lo cual se conoce como ciclo de descongelación del evaporador. En el caso que

el ambiente sea mantenido a temperaturas de refrigeración, el agua que condensa en el evaporador no congela, siendo recogida en una bandeja y drenada al exterior mediante una manguera de drenaje.

Aunque existen sistemas continuos para la descongelación del evaporador que utilizan rocíos de salmuera sobre éste, en cuyo caso opera en forma continua, la mayoría de los sistemas comerciales en uso requieren ciclos de descongelación; que se pueden efectuar de varias formas: manual (sin uso comercial práctico), que consiste en aplicar agua caliente al evaporador para fundir el hielo. Otras maneras consisten en detener en forma automática el sistema y continuar soplando aire sobre los evaporadores; cuando la temperatura del almacén frío éste sistema es impráctico, pues induce fluctuaciones indeseables en la temperatura y genera tiempos de descongelación largos. En los sistemas comerciales se utilizan resistencias calentadas eléctricamente en el evaporador; el sistema se detiene cuando un sensor detecta que se ha bloqueado parcialmente el flujo de aire alrededor de los tubos, energizándose las resistencias y deteniéndose el funcionamiento de los impulsores de circulación de aire en el almacén para no calentar el aire en forma innecesaria. Cuando el hielo ha fundido se reinicia la operación del sistema.

Dependiendo del tiempo diario de descongelación del evaporador, el tiempo de operación del sistema de refrigeración será mayor o menor. Por lo tanto, la carga térmica que se debe remover en el día, calculada anteriormente, debe removerse no en 24 horas sino en el tiempo diario efectivo de operación del sistema de refrigeración (24 horas menos el tiempo diario de descongelación del evaporador). Por consiguiente, la carga térmica efectiva aumenta, pudiendo calcularse de la relación:

$$Q_{\text{EFECT}} = \frac{Q}{t_{\text{EFECT}}/24} \quad (5-21)$$

donde Q_{EFECT} es la carga térmica efectiva a ser removida por el sistema durante su operación diaria (Btu/día), Q es la carga térmica total a ser removida, calculada con la ecuación (5-6) (Btu/día) y t_{EFECT} el tiempo diario efectivo de operación del sistema de refrigeración (24 horas – tiempo diario de descongelación del evaporador (h/día).

El número de horas por día en que se realiza la descongelación del evaporador dependerá del método de descongelación que se utilice. En la Tabla 5-6 se presentan algunos valores sugeridos.

Tabla 5-6. Tiempos efectivos de operación diaria del sistema de refrigeración, dependiendo del modo de descongelación del evaporador.

Método de descongelación	Tiempo diario efectivo de operación del sistema de refrigeración $t_{\text{EFECT}} \text{ (h)}$
– Rocío continuo de salmuera	24
– Temperatura interna de refrigeración (no se forma hielo).	24
– Descongelación por el ambiente del almacén frío, sin calentamiento inducido.	16
– Calentamiento con resistencia eléctrica-silicón calentado.	18-20

5.2.2.9. Cálculo de las toneladas de refrigeración

El calor que se debe retirar de una cava o recinto refrigerado por medio de un sistema de refrigeración, se expresa en toneladas de refrigeración y es igual a:

$$T.R. = Q_{\text{EFECT}}/288000 \quad (5-22)$$

donde TR son las toneladas de refrigeración y Q_{EFECT} es el calor efectivo que es necesario remover en Btu/día

Ejemplo 5.6

Calcular la carga térmica (Ton de refrigeración) que es necesario remover para refrigerar mangos frescos desde una temperatura inicial de 85 °F hasta la temperatura de almacenamiento de 48 °F (80 % de humedad relativa). La planta esta ubicada en Villa de Cura y el almacén refrigerado tiene dimensiones de 50x30x10 pies de altura, estando ubicada en la esquina suroeste de un galpón. La temperatura del aire dentro de la cava es de 48 °F. El calor debe removerse en un lapso máximo de 24 horas. El almacén refrigerado tiene las siguientes características de operación:

- 1 motor de ½ HP en el impulsor que trabaja 16 horas por día.
- 15 luces eléctricas, de 100 watt cada una, las cuales funcionan 8 h/diarias.
- 2 hombres trabajan dentro del espacio refrigerado 8 h/día, operando un montacargas manual para movilizar las paletas.
- El almacén esta provisto con un sistema de cambio de aire fresco que produce 1,3 cambios de aire por hora, y no tiene antesala de entrada.
- El sistema de refrigeración opera con refrigerante R-22.

La cantidad de mango a ser almacenado es de 100 paletas de madera de pino (1,20x1,00 m) de 25 libras de peso cada una. Las paletas son estibadas con 192 cajas cada una en un patrón no cruzado de 4x3 por camada por 16 de altura. Las cajas son de cartón corrugado, FTC y dotadas de orificios en el fondo, laterales y en la parte superior, para flujo vertical o lateral de aire (290 cm² de ventilación por caja y 27,6 cm²/litro de volumen en la caja). Las medidas de la caja son 36,5x27,5x10,5 cm de altura. El peso bruto declarado es de 5 kg y el neto de 4,5 kg de mangos. Las cajas son sujetadas a las paletas con 4 flejes horizontales y dos verticales de plástico, provistos de esquineros de cartón corrugado (para efectos de cálculo suponga despreciable la capacidad calorífica de los flejes y esquineros). Los mangos son de la variedad Haden, con una velocidad media de respiración de 297,167 Btu/ton.h y se almacenan como mangos verdes pero fisiológicamente maduros.

Solución:

Cálculo de la carga térmica. Para ello se aplica la ecuación (5-6):

$$Q = Q_R + Q_{REF} + Q_L + Q_{CONG} + Q_E + Q_{ELECT} + Q_{MOTOR} + Q_{TRAB} + Q_{CAMB. AIRE} + Q_P$$

a) Calor de respiración Q_R se aplica la ecuación (5-7):

La cantidad de mangos almacenados será:

$$m = (100 \text{ paletas})(192 \text{ cajas/paleta})(4,5 \text{ kg/caja}) = 86,4 \text{ ton (190080 lb)}$$

$$Q_r = q_r (m)(t) = (297,167 \text{ Btu/ton.h})(86,4 \text{ ton})(24 \text{ h/día}) = 578880 \text{ Btu/día.}$$

b) Calores sensibles y latentes del producto.

En este caso solo existe calor sensible por encima del punto de congelación, ya que el producto es refrigerado únicamente; por consiguiente, $Q_{CONG} = 0$ y $Q_L = 0$.

Aplicando la ecuación (5-9), con:

$C_{p1} = 0,85 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F}$ (Tabla G.2), $T_1 = 85 \text{ }^\circ\text{F}$, $T_2 = 48 \text{ }^\circ\text{F}$, $m = 190080 \text{ lb}$, $t = 1 \text{ día}$ y factor de enfriamiento (cf) de 0,67 (Tabla H.1).

$$Q_{REF} = m.C_{p1}.(T_2 - T_1).cf/t = (190080)(0,85)(85 - 48)/(1)(0,67)$$

$$Q_{REF} = 8922412 \text{ Btu/día.}$$

c) Calor sensible del material de empaque.

Paletas: Madera de pino $C_{pe} = 0,67$ (Tabla G.5), siendo la temperatura final $T_3 = 48 \text{ }^\circ\text{F}$ y $T_1 = 85 \text{ }^\circ\text{F}$, $N_e = 100$, $m_e = 25 \text{ lb}$.

Aplicando la relación (5-12):

$$Q_e = N_e m_e C_{p_e} (T_3 - T_1) / t = (25)(100)(0,67)(85-48) / 1 = 61975 \text{ Btu/día.}$$

Cajas de cartón corrugado:

$$\text{En este caso: } m_e = \text{peso bruto} - \text{peso neto} = 5 - 4,5 \text{ kg} = 0,5 \text{ kg} = 1,1 \text{ lb.}$$

$$C_{p_e} = 0,30 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F (Tabla G.5)}$$

$$N_e = 100 \text{ paletas} \times 192 \text{ cajas/paleta} = 19200 \text{ cajas.}$$

Aplicando la relación (5-12):

$$Q_e = N_e m_e C_{p_e} (T_3 - T_1) / t = (19200)(1,1)(0,30)(85 - 48) / 1 = 234432 \text{ Btu/día.}$$

El calor sensible total del material de empaque será la suma del correspondiente a los dos tipos de empaque presentes:

$$Q_E = 61975 + 234432 = 296407 \text{ Btu/día.}$$

d) Calores por motores eléctricos, luces y trabajadores.

Se aplican las ecuaciones (5-13), (5-14) y (5-15):

$$Q_{\text{ELECT.}} = (3,42)(\text{Potencia bombillos})(t); \text{ Pot. Bombillos} = 1500 \text{ watt.}$$

$$Q_{\text{ELECT.}} = (3,42)(15 \times 100) \times 8 = 41040 \text{ Btu/día.}$$

$$Q_{\text{MOTOR}} = (FM)(\text{Potencia del motor})(t); FM = 4250, t = 16 \text{ h/día.}$$

$$Q_{\text{MOTOR}} = (4250)(0,5)(16) = 34000 \text{ Btu/día.}$$

$$Q_{\text{TRAB}} = (\text{CDP})(\text{N}^\circ \text{ Trabajadores})t; \text{ CDP} = 720 \text{ Btu/h.N}^\circ \text{ personas}; t = 8 \text{ h.}$$

$$Q_{\text{TRABAJ.}} = (720)(2)(8) = 11520 \text{ Btu/día.}$$

e) Calor por cambios de aire.

El volumen del almacén refrigerado es $50 \times 30 \times 10 = 15000 \text{ pies}^3$. El factor de uso es normal.

Calor por infiltración y apertura de puertas: Se aplica la ecuación (5-16), con $V = 1500 \text{ pies}^3$, $CA = 3,9$ (Tabla 5-3); $FU = 1$ y las siguientes propiedades determinadas de la carta psicrométrica (Apéndice F): $H_{Y1} = 9,91 \text{ Btu/lb}$ (48°F y $80\% \text{ HR}$), $H_{Y2} = 35,76 \text{ Btu/lb}$ (85°F y $80\% \text{ HR}$) y $\rho_0 = 1/12,92 \text{ pies}^3/\text{lb}$.

$$Q_{\text{AC}} = V (CA)(FU) \rho_0 (H_{Y1} - H_{Y2}) = (15000)(3,9)(1)(1/12,92)(35,76 - 9,91)$$

$$Q_{\text{AC}} = 117045 \text{ Btu/día.}$$

Calor por cambios de aire fresco:

En este almacén se introducen 1,3 cambios de aire fresco por hora, lo que es lo mismo: $(1,3/\text{h})(24 \text{ h/día}) = 31,2 \text{ cambios/día}$. Por lo tanto:

$$Q_{\text{AC}} = V (CA)(FU) \rho_0 (H_{Y1} - H_{Y2}) = (15000)(31,2)(1)(1/12,92)(35,76 - 9,91)$$

$$Q_{\text{AC}} = 936362 \text{ Btu/día.}$$

$$Q_{\text{AC (TOTAL)}} = 117045 + 936362 = 1053407 \text{ Btu/día.}$$

f) Calor ganado a través de los aislantes.

Las características del aislamiento y de las condiciones de construcción y operación se presentaron en el ejemplo (5.5). El calor calculado fue:

$$Q_p = 136823 \text{ Btu/día.}$$

g) Carga térmica total a ser removida. Se aplica la ecuación (5-6), con los valores obtenidos:

$$Q = 578880 + 8922412 + 0 + 0 + 296407 + 41040 + 34000 + 11520 + 1053407 + 136823 = 11074489 \text{ Btu/día.}$$

h) Carga térmica efectiva.

Para su cálculo se aplica la ecuación (5-21). El tiempo efectivo de operación diaria, para este caso es $t_{\text{EFECT}} = 18 \text{ h/día}$.

$$Q_{\text{EFECT}} = \frac{Q}{t_{\text{EFECT}}/24} = \frac{11074489}{18/24} = 14765985 \text{ Btu/día}$$

Debido a que el almacén es refrigerado, no es necesario descongelar el evaporador, pues no se forma hielo en éste; por consiguiente $t_{\text{EFECT}} = 24$ horas; sin embargo, se consideró un lapso de 18 horas/día como un factor de seguridad.

i) Toneladas de refrigeración.

Aplicando la ecuación (5-22):

$$TR = Q_{\text{EFECT}}/288000 = 14765985/288000 = 51,3 \text{ TR.}$$

5.2.2.10. Problemas propuestos

- Se desea diseñar una cava para almacenar 100 toneladas de papas. La temperatura inicial de las papas es de 80 °F. Sugiera un sistema adecuado para preservarlas mediante el empleo de bajas temperaturas. Se requiere que la temperatura final de almacenamiento se alcance en un máximo de tres días. En sus sugerencias indique: dimensiones aproximadas de la cava; las toneladas de refrigeración requeridas, la temperatura de la cava, humedad relativa y tiempo estimado de conservación del alimento en estas condiciones. De igual manera, sugiera los aislantes térmicos que se recomendarían y su dimensionamiento. Suponga que en el interior de la cava se debe instalar una iluminación de 800 watts en total y que en ella funcionará un motor de $\frac{3}{4}$ hp en forma continua. En la cava deben trabajar cuatro obreros durante 8 horas.
- Supóngase que la cava diseñada en el problema anterior se desea utilizar para madurar y almacenar carne vacuna. Calcular cual sería la máxima capacidad que se podría almacenar en esta cava (Ton), si la temperatura inicial de la carne es de 90 °F y la temperatura deseada de almacenamiento es de 45 °F.
- Calcular las toneladas de refrigeración requeridas para congelar 10 toneladas de camarones, con 78% de humedad, en un congelador de ráfaga de aire en un lapso de 8 horas. La temperatura inicial de los camarones es de 40 °F y la temperatura final requerida es de 0 °F. Suponga que existe un 10% de pérdidas calóricas en el congelador.
- Diseñar una cava para refrigerar y madurar canales de carne de res. Se desean almacenar 80 toneladas por un período máximo de 20 días, con el enfriamiento tomando como máximo 24 horas. Especifique todas las sugerencias relativas a las características del proceso, temperaturas, humedades relativas, equipos, dimensiones, etc. Señale todas las suposiciones que deba hacer.
- Calcular las toneladas de refrigeración que se requieren para congelar un lote de 3 toneladas de guisantes precocidos, desde una temperatura inicial de 50 °F hasta una temperatura final de almacenamiento de 0 °F. El proceso debe llevarse a cabo en 5 horas como mínimo.

- Se desean enfriar y almacenar lotes de bananas (Cavendish), que son empacadas en cajas de cartón corrugado (51x40x25 cm) de dos piezas, con ventilación lateral y vertical, de 40 lb de peso neto y 41 lb de peso bruto. La estiba se hace sobre paletas de 1,20x1,00 m; de forma tal que siempre dos caras de cada caja quedan expuestas al ambiente. La cosecha que es posible colectar y procesar es de 4000 cajas en dos días, no debiendo almacenarse el producto por más de 48 horas. Se desea que el enfriamiento desde el nivel inicial de temperatura de 32 °C hasta el final de almacenamiento es 14 °C, se realice en 18 horas como máximo. La cava será construida en el extremo sureste del almacén, adosada a las paredes, no pudiendo excederse de 3 m de altura. Para efectos del diseño suponga que solo se ocupa el 70% del área del almacén refrigerado, dejándose el resto libre para canales de ventilación y manipulación. El galpón está hecho de bloques de concreto de 9 pulg. de espesor, sin frisar, y los techos miden entre 4 y 7 metros de altura. El almacén debe tener un sistema de cambio de aire fresco en forma tal de mantener un nivel máximo de CO_2 en el ambiente de 0,3%. Especifique los aislantes requeridos en forma tal que el coeficiente de transferencia de calor U sea de alrededor de 0,08 Btu/h.pie²°F y dimensione el local frío, sabiendo que la dimensión que da al lado sur no puede exceder los 10 m. Calcule asimismo la capacidad del sistema de cambio de aire fresco (pie³/min a las condiciones internas) y las dimensiones sugeridas del almacén frío. Haga una lista de especificaciones razonadas que incluyan la iluminación, motores operando dentro del local frío, trabajadores, etc., y calcule las toneladas de refrigeración requeridas.
- Se requiere almacenar 10000 kg de fresas congeladas a una temperatura de -10 °F. Las fresas son congeladas previamente al almacenamiento en un túnel IQF que procesa 2000 kg/h, saliendo del túnel a una temperatura de 10 °F. Calcular las toneladas de refrigeración necesarias en el túnel y en el almacén refrigerado. Suponga que el sistema de refrigeración empleado toma 18 minutos en llevar las fresas desde la temperatura inicial hasta la final en el túnel. Efectúe una lista de todas las suposiciones que se requieren para resolver el problema.

5.3. Procesos de Refrigeración

Durante tiempos remotos, la humanidad ha conocido el uso de los procesos de refrigeración para conservar los alimentos. Estos procesos eran realizados mediante el uso del hielo, de salmueras y actualmente utilizando hielo seco y gases comprimidos. El advenimiento de la refrigeración doméstica significa un gran avance en la industria de alimentos, dando lugar a nuevos procesos cíclicos.

5.3.1. Procesos de refrigeración no cíclicos

Los procesos de refrigeración no cíclicos, como su nombre lo indica, son aquellos en que el medio refrigerante parte de un estado inicial, como por ejemplo hielo, y concluye el proceso en otro estado distinto de éste, como es el agua líquida, no regresando a la condición inicial para ser reutilizado.

Conocida la carga térmica que es necesario remover en el proceso, la cantidad de agente refrigerante requerido para realizar esa tarea se efectúa igualando dicha carga térmica al calor absorbido por el agente refrigerante.

5.3.2. Refrigeración con salmueras

El punto de congelación de una solución disminuye al aumentar la concentración de sólidos solubles. Este efecto ha dado lugar al uso de salmueras en la refrigeración de alimentos.

Los solutos que más se utilizan en los procesos industriales son la sal común (NaCl) y el cloruro de calcio (CaCl₂). Una solución acuosa de NaCl al 20% en peso presenta una temperatura de congelación de -14,4 °C y una solución de CaCl₂ a la misma concentración de -16 °C. Por lo tanto, al refrigerar o agregar hielo a estas salmueras se podrán obtener dichas temperaturas sin que la solución solidifique y actuar como receptores de calor de un alimento. La mínima temperatura que se puede lograr depende de la solubilidad del soluto a la temperatura de congelación de la solución.

También se usan mezclas de alcohol y glicoles en soluciones acuosas, pero en estos casos las “salmueras” o mezclas frigoríficas, se hacen circular en tubos o placas puestos en contacto con el alimento.

5.3.3. Refrigeración por expansión de gases

La expansión adiabática de ciertos gases licuados como el nitrógeno y el bióxido de carbono, está adquiriendo gran auge debido a las facilidades de manejo y rapidez de la congelación. La congelación de los alimentos se realiza tan rápido que la calidad de éstos se altera muy poco, debido a la formación de pequeños cristales de agua y a las bajas temperaturas logradas, en las cuales las actividades enzimáticas y microbiológicas prácticamente se paralizan.

5.3.4. Procesos cíclicos de refrigeración

El objetivo principal de cualquier proceso de refrigeración es remover el calor de un nivel de temperatura y descargarlo a otro nivel de mayor temperatura, y por eso se puede considerar termodinámicamente como una bomba de calor, tal como se representa en la Fig. 5.2.

En este proceso se transfiere una cantidad de calor Q_B en forma reversible de una fuente de baja temperatura T_B a la máquina cíclica, la cual opera según un ciclo invertido de Carnot. Durante el ciclo, a esta máquina se le suministra una cantidad de trabajo neto W_{NETO} mientras que transfiere una cantidad de calor Q_A a una fuente de alta temperatura T_A .

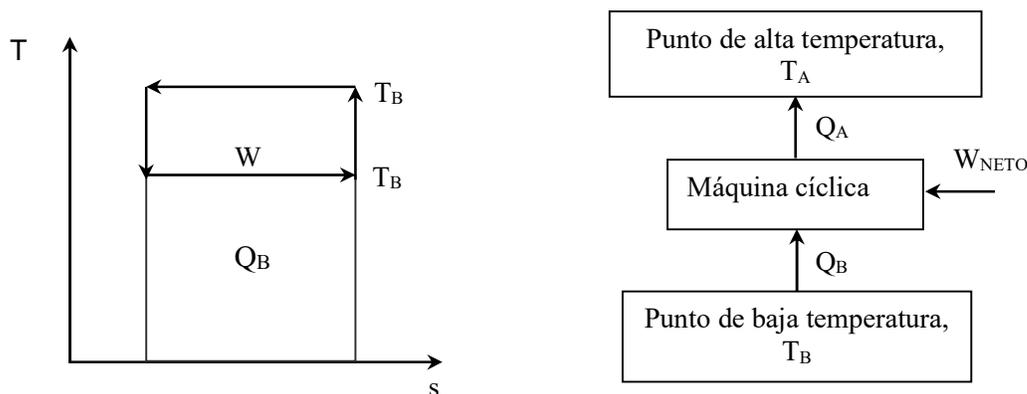


Fig. 5.2. Diagrama esquemático de un ciclo invertido de Carnot y su representación T-s.

Este ciclo es útil para comparaciones y estimaciones de eficiencias máximas ya que en él se requiere el mínimo trabajo para obtener un efecto de refrigeración dado, entre dos cuerpos a diferentes temperaturas.

El coeficiente de rendimiento (β) para un refrigerador viene dado por la expresión:

$$\beta_{\text{refrigeración}} = \frac{Q_B}{W} \quad (2-23)$$

Para una máquina de Carnot se puede demostrar que:

$$\beta = \frac{T_A}{T_A - T_B} \quad (5-24)$$

5.3.5. Ciclo de refrigeración de compresión de vapor

Aunque el ciclo invertido de Carnot se considera como un patrón con el cual se pueden comparar todos los ciclos reales, no es práctico como ciclo de refrigeración; sin embargo, es conveniente para aproximar los ciclos reales al ideal e incrementar la eficiencia que opera la máquina de refrigeración en el ciclo de compresión de vapor. El diagrama de este proceso (a) y los gráficos de presión-entalpía (P-h) (b), se representan en la Fig. 5.3.

El refrigerante realiza un trabajo neto en el sistema que hace posible la remoción de calor de una fuente de baja temperatura y descargarlo a otra de alta temperatura.

El vapor saturado del refrigerante en la condición 1 se comprime isentrópicamente hasta alcanzar la condición 2 de vapor sobrecalentado, luego se introduce al condensador en donde se remueve calor a presión constante hasta que se obtiene líquido saturado o condición 3, ahora se

reduce la presión mediante una válvula de expansión adiabática para lograr la condición 4, y para terminar, el líquido con cierta cantidad de vapor pasa a un evaporador donde se evapora a presión constante y vuelve a la condición 1 de vapor saturado. En este proceso, el refrigerante toma calor (Q_B) y produce el efecto refrigerante deseado.

Todo el proceso 4-1 y la mayor parte del proceso 2-3 ocurren a temperatura constante. El proceso 3-4 es irreversible, mientras que los demás se pueden considerar reversibles.

El coeficiente de rendimiento de un refrigerador se define como:

$$\beta = \frac{Q_B}{Q_A - Q_B} = \frac{Q_B}{W} \quad (5-25)$$

donde:

$$Q_B = h_1 - h_4 = \text{capacidad de refrigeración o de enfriamiento.} \quad (5-26)$$

$$W = Q_A - Q_B = h_2 - h_1 \quad (5-27)$$

por lo tanto:

$$\beta = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5-28)$$

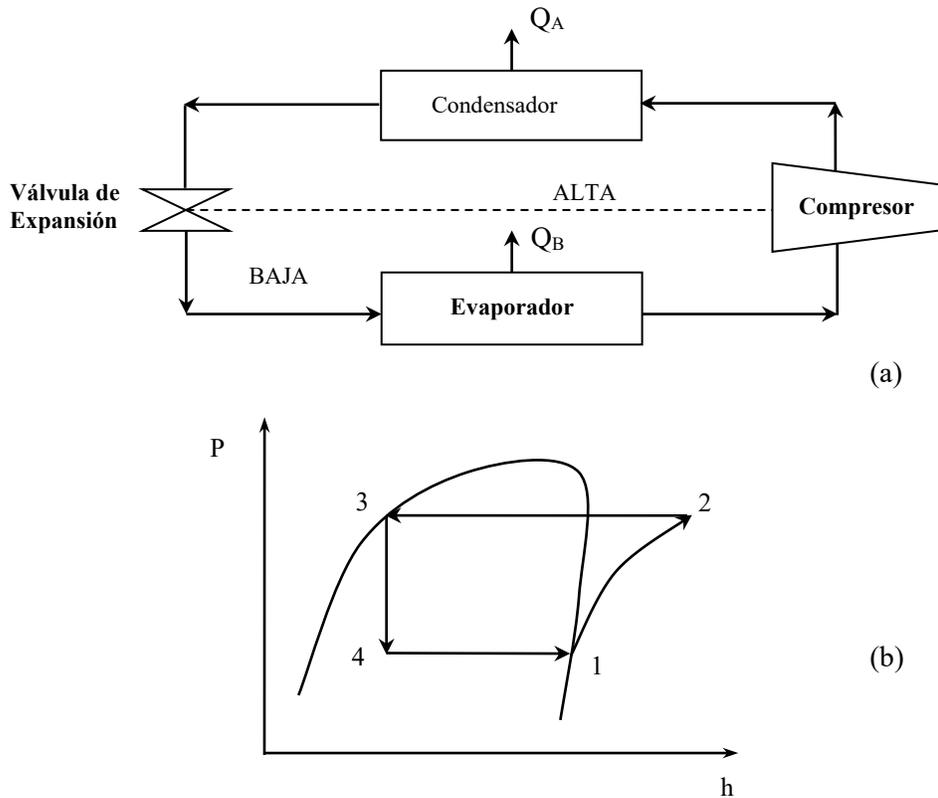


Fig. 5.3. Ciclo de refrigeración de compresión de vapor.

En la práctica, este coeficiente de rendimiento debe evaluarse tomando en cuenta las irreversibilidades de cada proceso y las pérdidas o ganancias de calor de los alrededores. La potencia del compresor se puede calcular por la expresión:

$$P_{\text{Compresión}} = \dot{m}_R W = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (5-29)$$

donde $m_{\text{Refrig.}}$ es el caudal de refrigerante que suministra el sistema, y se puede determinar con la siguiente relación:

$$\dot{m}_R = \frac{Q_{\text{Refrig.}}}{(h_1 - h_4)} \quad (5-30)$$

donde $Q_{\text{Refrig.}}$ es la potencia frigorífica (TR) entregada por el refrigerante.

Para los efectos de cálculo, es importante señalar que tanto las presiones en el evaporador y en el condensador, como las temperaturas del agua de enfriamiento y del espacio refrigerado, son conocidas y por consiguiente, las entalpías h_3 y h_1 se pueden encontrar en cartas o tablas de entalpía del refrigerante. Debido a que el proceso 1-2 es isentrópico ($S_1 = S_2$) y la presión o temperatura del condensador son conocidas, la entalpía h_2 se puede encontrar en las tablas de entalpía. Las irreversibilidades en el compresor se pueden tomar en cuenta si se conoce la eficiencia de éste.

En la práctica, el ciclo de refrigeración ideal difiere del real en varios aspectos:

Debido al flujo de refrigerante en el sistema, existen caídas de presión y flujo no isentrópico en el compresor, además de flujo de calor debido a ganancias o pérdidas en el sistema. El efecto de la compresión no isentrópica puede tomarse en cuenta si se conoce la eficiencia diabática de compresión (η), la cual se define como:

$$\eta = \frac{W_i}{W_r} = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} \quad (5-31)$$

donde:

η = eficiencia adiabática de compresión.

W_i = trabajo isentrópico de compresión (kJ/kg ó Btu/lb).

W_r = trabajo real de compresión (kJ/kg ó Btu/lb).

La ecuación anterior permite el cálculo de la entalpía del punto 2' si se conoce η , en caso de una compresión no isentrópica:

$$h_2' = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta} \quad (5-32)$$

Cuando existe sobrecalentamiento en la succión, con o sin efecto refrigerante, se sustituye h_1 por h_1' en la ecuación (5-32).

Como no es posible hacer un control exacto del estado en que el refrigerante deja el evaporador, generalmente sale como vapor sobrecalentado y no saturado como en el caso ideal. La entalpía del gas sobrecalentado se estima suponiendo que éste ocurre a presión constante (presión de baja), conociéndose la temperatura o los grados de sobrecalentamiento. De esta forma, el punto se localiza en el diagrama en la región de vapor sobrecalentado, y generalmente se designa con $1'$ y su entalpía h_1' . El sobrecalentamiento puede tener un efecto refrigerante si ocurre dentro del espacio refrigerado, por lo tanto, debe considerarse para el cálculo de Q_B , representando un incremento en el coeficiente de rendimiento, debido a que el trabajo que realiza el compresor no se incrementa apreciablemente. Si absorbe calor en la línea de succión fuera del espacio refrigerado debido a un aislamiento deficiente este sobrecalentamiento no tiene efecto refrigerante (Dossat, 2002).

La irreversibilidad del flujo a través del compresor conlleva a un aumento en la entropía durante el proceso de compresión y por consiguiente a un aumento de la temperatura final del refrigerante, siendo $s_1 = s_2$ aún cuando las caídas de presión en el compresor sean pequeñas, el fluido saldrá como líquido subenfriado en vez de saturado.

Este subenfriamiento resulta en un incremento del coeficiente de rendimiento del ciclo, ya que la entalpía de h_4 disminuye, incrementándose el calor tomado en el evaporador. El líquido subenfriado entra a la válvula de control y expansión en la condición $3'$. El punto $3'$ se encuentra en la región de líquido subenfriado, a la presión de alta. Debido a que las líneas de temperatura en esta zona son prácticamente verticales, la entalpía del punto $3'$ se puede estimar directamente con la temperatura de subenfriamiento sobre la línea de líquido saturado (Barreiro y Sandoval, 2002).

El cálculo de los parámetros de importancia en los ciclos de refrigeración se basa en las temperaturas de saturación del refrigerante en el evaporador y el condensador. En realidad, dichas temperaturas dependen de los valores deseados en el espacio refrigerado y del agua de enfriamiento o agua que se use en el condensador. Con el fin de obtener tasas de transferencia de calor aceptables, la diferencia de temperatura entre dos fluidos debe ser de al menos 10 ó 15 °F, por consiguiente, el refrigerante debe mantenerse a una temperatura inferior en 10 ó 15 °F a la que se desea en el área refrigerada. Por otra parte, debido a que el aire o el agua de enfriamiento que se emplea en el condensador suelen encontrarse a temperatura ambiente (70 - 90 °F) la temperatura de saturación del refrigerante en el condensador debe ser superior a dichos valores.

La temperatura de saturación en las etapas de evaporación y condensación determinan las presiones de operación del refrigerante en el ciclo y por consiguiente la escogencia de un refrigerante en particular depende de la relación temperatura-presión en el rango de interés para el proceso. Usualmente la presión mínima del proceso es superior a una atmósfera para evitar el flujo, en caso de rupturas, de sustancias extrañas dentro del sistema. La presión máxima oscila generalmente entre 150 y 200 psia.

En cualquier proceso de refrigeración, el cuerpo que se emplea como absorbedor de calor se llama refrigerante. La capacidad que tiene un líquido para absorber calor en grandes cantidades al evaporarse es la base del sistema cíclico de refrigeración. Los refrigerantes líquidos tienen muchas ventajas sobre los sólidos (hielo): el efecto refrigerante se puede iniciar y suspender a voluntad, la rapidez de enfriamiento se puede determinar dentro de los límites precisos, y la temperatura de evaporación se puede establecer controlando la presión. Además, se puede recolectar y condensar el vapor nuevamente al estado líquido, de manera que se pueda usar el mismo líquido repetidas veces.

5.3.6. Refrigerantes

De manera general, un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Desde el punto de vista de la refrigeración mecánica por evaporación de un líquido y la compresión de vapor, se puede definir al refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por

ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Debido al deterioro que refrigerantes tales como el R-11, R-12, R-113, R-115 causaron a la capa de ozono, se recomendó discontinuar algunos de ellos; y en su lugar su lugar, se están utilizando otros refrigerantes como el R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias.

5.3.7. Identificación de los refrigerantes

Los refrigerantes se identifican por números después de la letra R, que significa "refrigerante". El sistema de identificación ha sido estandarizado por la ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*). En la Tabla H.2 del Apéndice H, aparecen los refrigerantes más comunes. Es importante resaltar que las mezclas zeotrópicas, son refrigerantes transitorios que se desarrollaron para substituir al R-22 y al R-502, aunque algunas de estas, van a permanecer como sustitutos de estos refrigerantes.

5.3.8. Propiedades de los refrigerantes

La escogencia de un refrigerante depende del sistema en el cual se va a emplear y para ello se deben considerar los siguientes aspectos:

5.3.8.1. Propiedades Térmicas

- Que tengan presiones de evaporación y condensación adecuadas. El intervalo entre estas presiones debe ser pequeño para reducir el trabajo de compresión y por otra parte, la presión de evaporación debe ser baja pero superior a la atmosférica para prevenir la entrada de aire al evaporador en el caso de haber roturas.
- El calor latente de evaporación y la capacidad calorífica del vapor deben ser elevados, para que así la cantidad de refrigerante que se requiere sea poco.
- Las fases líquida y de vapor deben tener baja densidad, además que el líquido debe tener baja capacidad calorífica, ya que así la cantidad de vapor que se produce en la expansión es pequeña y se puede remover mayor calor en el evaporador.
- El punto crítico debe ser elevado y la temperatura de congelación baja, pues así permite un mayor rango de temperaturas de operación.

5.3.8.2. Propiedades prácticas

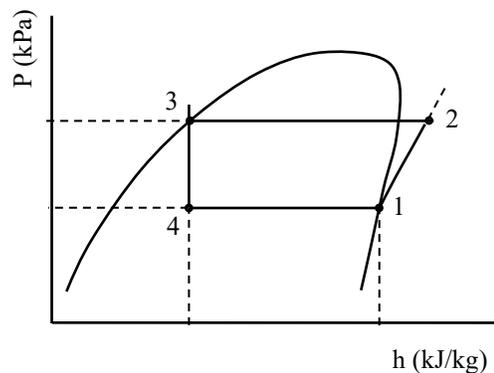
- Bajo costo.
- Debe ser no corrosivo e inerte desde el punto de vista físico-químico, bajo las condiciones del sistema.
- No debe ser explosivo ni solo ni con mezclas de aire.
- No debe ser tóxico ni reaccionar con los lubricantes.
- No debe dañar el alimento en refrigeración, bien sea por contacto directo o por fugas del sistema.

Ejemplo 5.7

Una máquina frigorífica utiliza el ciclo estándar de compresión de vapor. Produce 50 kW de refrigeración utilizando como refrigerante R-12, si su temperatura de condensación es 40°C y la de evaporación -10°C, calcular: a) Caudal de refrigerante, b) Potencia de compresión, c) Temperatura de descarga del compresor y d) Coeficiente de rendimiento.

Solución:

La siguiente figura muestra un esquema de los componentes del ciclo simple de compresión estándar de vapor sobre un diagrama presión - entalpía del refrigerante.



En el diagrama Presión-entalpía para R-12 del Apéndice I, con las temperaturas de evaporación (-10 °C) y condensación (40 °C), se obtienen los siguientes valores:

$$P_{\text{Evaporación}} = 221,90 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{Condensación}} = 952,46 \text{ kPa}$$

En la condición 1 (vapor saturado a la $P_{\text{Evaporación}}$): $h_1 = 348,5 \text{ kJ/kg}$

En la condición 3 (líquido saturado a la $P_{\text{Condensación}}$): $h_3 = h_4 = 238,5 \text{ kJ/kg}$

Para obtener la entalpía en la condición 2, se debe localizar en el diagrama el punto que se origina del corte de la línea de presión de condensación y la entropía igual a la condición 1, $s_2 = s_1 = 1,56 \text{ kJ/kg.K}$.

$$h_2 = 374,0 \text{ kJ/kg.K}$$

a) Caudal de refrigerante:

Realizando un balance de energía sobre el evaporador se obtiene el caudal de refrigerante necesario para producir una potencia frigorífica de 50 kW.

$$Q_{\text{Refrigeración}} = \dot{m}_R Q_B = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_R = \frac{Q_{\text{Refrigeración}}}{(h_1 - h_4)}$$

$$\dot{m}_R = \frac{Q_{\text{Refrigeración}}}{(h_1 - h_4)} = \frac{50 \text{ kW}}{(348,5 - 238,5) \text{ kJ/seg.}} = 0,455 \text{ kg/seg.}$$

b) Potencia de compresión:

Realizando un balance sobre el compresor y conocido ya el caudal de refrigerante que circula por el ciclo, se obtiene la potencia de compresión necesaria con la ecuación (2-29).

$$P_{\text{Compresión}} = \dot{m}_R (h_2 - h_1) = 0,455 \text{ kg/seg}(374,0 - 348,5) \text{ kJ/kg}$$

$$P_{\text{Compresión}} = 11,60 \text{ kW}$$

c) Temperatura de descarga del compresor:

La temperatura del punto 2 es la más elevada del ciclo y su valor aproximado es: $T_2 = 40,5 \text{ °C}$

d) Coeficiente de rendimiento:

Se aplica la ecuación (5-25) o la (5-28):

$$\beta = \frac{Q_B}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{348,5 - 238,5}{374,0 - 348,5} = 4,31$$

Ejemplo 5.8

Una cava de almacenamiento en frío se mantiene mediante un sistema de refrigeración por compresión de vapor que utiliza el refrigerante Freón R-12. Las temperaturas en el evaporador y el condensador son -5 y 40°C respectivamente. La carga de refrigeración es de 20 Tons. Calcular el caudal másico de refrigerante, la potencia del compresor y el coeficiente de rendimiento. Si el refrigerante abandona el evaporador con 10°C de sobrecalentamiento y el refrigerante líquido que sale del condensador está subenfriado 15°C . y que la eficacia del compresor es del 85%.

Solución:

En el diagrama Presión-entalpía para R-12 del Apéndice I, con las temperaturas de evaporación ($T_{\text{Evap.}} = -5^\circ\text{C}$) y condensación ($T_{\text{Cond.}} = 40^\circ\text{C}$), se obtienen los siguientes valores:

$$P_{\text{Evaporación}} = 258 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{Condensación}} = 945 \text{ kPa}$$

$T_{\text{Evap.}} = T_1 = -5^\circ\text{C}$, pero como existe un sobrecalentamiento de 10°C , la temperatura baja es:

$$T_{1'} = T_1 + \Delta T \quad \Rightarrow \quad T_{1'} = -5^\circ\text{C} + 10^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C}$$

$T_{\text{Cond.}} = T_3 = 40^\circ\text{C}$, pero como hay un subenfriamiento de 15°C , la temperatura alta es:

$$T_{3'} = T_3 - \Delta T \quad \Rightarrow \quad T_{3'} = 40 \text{ }^\circ\text{C} - 15 \text{ }^\circ\text{C} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Con estas nuevas temperaturas se localizan en el diagrama P-h del Apéndice I, los valores de entalpías, los cuales son:

$$h_{1'} = 355 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3'} = h_{4'} = 225 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2'} = 380 \text{ kJ/kg}$$

a) El caudal másico de refrigerante (Ecuación 5-30)

$$m = \frac{Q_e}{h_{1'} - h_{4'}} = \frac{20 \text{ TR}}{(355 - 225) \text{ kJ/kg}} \left(\frac{3,52 \text{ kJ/seg.}}{1 \text{ TR}} \right) = 0,54 \text{ kg/seg.}$$

b) La potencia del compresor, se calcula con la ecuación (5-29) y se divide por la eficiencia de compresión

$$P_{\text{Compresión}} = \dot{m}_R W = \dot{m}_R (h_2 - h_1) / \eta$$

$$P_{\text{Comp.}} = \frac{0,54 \text{ kg/seg}(380 - 355) \text{ kJ/kg}}{0,85} = 15,9 \text{ kW}$$

c) El coeficiente de rendimiento se calcula a partir de la ecuación (5-28):

$$\beta = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Como existe un sobrecalentamiento y subenfriamiento, y asumiendo que tiene efecto refrigerante todas las entalpías cambia en la ecuación de h a h'.

$$\beta = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} = \frac{(355 - 225) \text{ kJ/kg}}{(380 - 355) \text{ kJ/kg}} = 5,2$$

5.3.9. Equipo básico del sistema de refrigeración

Los componentes físicos de los que consta un ciclo de refrigeración por compresión de vapor se presentan en la Figura 5.4.

El evaporador: es cualquier superficie que transfiere calor, en la cual se evapora el refrigerante para retirar el calor del espacio o alimento que se va a refrigerar. Según su condición de operación se clasifican como mojados y de expansión seca. El tipo mojado siempre está lleno de refrigerante líquido, manteniendo su nivel con una válvula de flotante u otro control. El vapor que se acumula por la evaporación del refrigerante se extrae mediante la acción de succión del compresor. Su ventaja principal es que su superficie interna estará siempre completamente en contacto con el líquido, produciendo una velocidad elevada de transferencia de calor. La mayor desventaja que presenta es su tamaño voluminoso y que requiere de una cantidad relativamente grande de refrigerante. En el tipo de expansión seca, se alimenta al evaporador con un dispositivo de expansión que controla la admisión de líquido al evaporador, de modo que éste se evapore al instante que llega al extremo del evaporador.

Compresor: Su función es llevar al vapor del refrigerante desde una presión baja a una alta para facilitar su condensación. Los compresores pueden ser: reciprocantes en los cuales la acción se realiza por medio de un pistón, rotatorios en los cuales un disco con ranuras gira en una carcasa excéntrica, y centrífugos; siendo el primero de mayor uso. Con el objeto de mejorar la capacidad de compresión se pueden colocar varios compresores en serie o en cascada.

Condensador: Definido como una superficie de transferencia de calor en la cual el vapor sobrecalentado del refrigerante se pasa a líquido al ceder su calor a un medio de enfriamiento, como agua o aire. Los condensadores son de tres tipos generales: enfriados por aire, enfriados por agua y evaporativos. Usualmente son verticales u horizontales del tipo de tubos y carcasa, con el refrigerante fluyendo por el exterior de los tubos y el agua dentro de ellos.

Válvula de expansión: Cuyo objetivo es controlar el paso de refrigerante líquido desde el condensador hasta el evaporador del sistema, con el ritmo concordante con el de la

evaporación y mantener una diferencia de presión entre el lado de alta y baja presión del sistema. Existen seis tipos de válvulas: manual, automática, termostática, el tubo capilar, el flotador de baja presión y el flotador de alta presión. Para un conocimiento más específico de los componentes de un sistema de refrigeración, puede consultarse el texto del autor Dossat (1991).

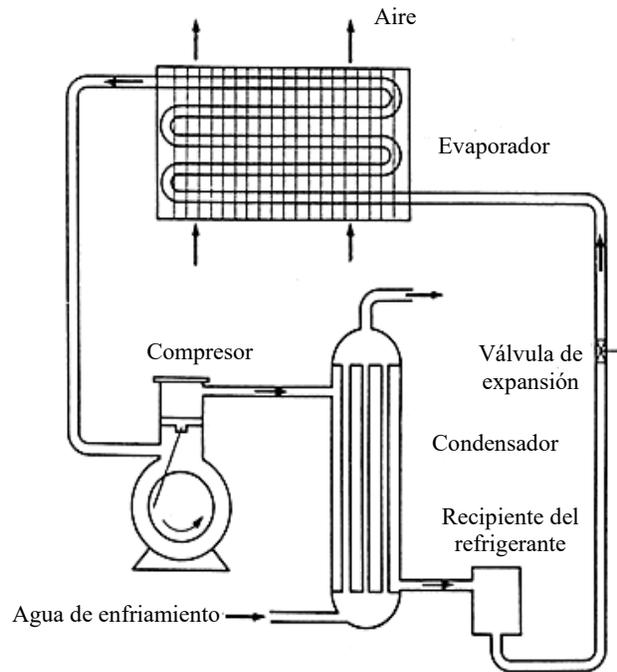


Figure 5.4. Circuito mecánico de refrigeración.

5.4. Cálculo del tiempo de congelación

5.4.1. Introducción al almacenamiento en congelación

En condiciones normales de almacenamiento en frío de los alimentos congelados, se inhibe totalmente el crecimiento microbiano y se retarda mucho la acción de las enzimas. Cuanto menor es la temperatura de almacenamiento, más lentamente ocurren los cambios químicos y las reacciones enzimáticas, aunque la mayoría continúan lentamente a cualquiera de las temperaturas de almacenamiento actualmente usadas. De aquí que sea práctica corriente

inactivar las enzimas vegetales por medio del escaldado, cuando sea posible, antes de la congelación.

En la congelación de productos alimenticios es necesario considerar una serie de aspectos que influyen en la calidad del alimento y en la economía de la industria. Los factores que se deben tomar en cuenta son: 1) físico-químicos, como el punto de congelación, los cambios de volumen que experimenta el producto y las propiedades térmicas del alimento. 2) bioquímicos, que comprenden la respiración, el climaterio, el rigor mortis y los procesos enzimáticos; y 3) microbiológicos.

5.4.2. Velocidad de congelación

Se entiende por velocidad de congelación la velocidad lineal de avance del frente de hielo por el interior del producto a congelar durante el proceso. Esta velocidad siempre será media, motivado a que la transmisión de calor varía de una capa a otra. La velocidad media se define de dos formas:

- a) **Velocidad de congelación nominal:** relación entre la distancia desde la superficie hasta el centro térmico y el tiempo transcurrido para que el centro pase de 0 °C a -15 °C;
- b) **velocidad de congelación efectiva,** que se aplica al tiempo invertido en enfriar desde una temperatura superior a 0 °C hasta otra dentro de los valores de congelación. La velocidad media se expresa en cm/hora.

Actualmente se clasifican los procesos de congelación según la velocidad media en:

- a) **Muy lento,** cuando la velocidad es menor de 0,1 cm/hora y la variación de temperatura es de 1 a 2 °F/hora. El tiempo de congelación es mayor de 24 horas y un ejemplo lo constituye el uso de hielo seco.

- b) **Lento**, cuando la velocidad esta entre 0,1 y 0,5 cm/hora logrando una variación de temperatura de 2 a 20 °F/hora, tiempo de congelación entre 3 y 72 horas y generalmente se consigue con el uso de congeladores de placas y de espiral.

- c) **Con velocidad de 0,5 a 5 cm/hora y la variación de temperatura de 1 a 100 °F/min.** El tiempo de congelación es menor de 30 minutos. Hay tres formas de lograr esta velocidad: 1) por inmersión en un refrigerante, 2) por contacto indirecto con el refrigerante y 3) por convección forzada con aire frío entre 0 y 30 °F.

- d) **Extra-rápido o criogénico**, con velocidad mayor de 5 cm/hora, variación de temperatura de 9 a 180 °F/seg. y tiempo de congelación del orden de segundos. Es el sistema que utiliza gases licuados.

5.4.3. Cálculo del tiempo de congelación

Los alimentos no muestran un punto de congelación definido, como lo tienen las sustancias puras, sino que congelan en un rango apreciable de temperatura, aun cuando normalmente la mayoría del agua presente lo hace en un rango más estrecho (usualmente entre – 1 y – 5 °C para la mayoría de los alimentos). La definición del punto de congelación en forma consistente constituye uno de los mayores problemas en el análisis de los métodos existentes y por ende para su aplicación en forma correcta. El término tiempo de detención térmica (*thermal arrest time*) ha sido definido como el tiempo requerido para atravesar esta zona, debido a que la variación de la temperatura del sólido es muy pequeña, dando la apariencia de detenerse durante este lapso.

Las velocidades de congelación vienen afectadas por los siguientes factores: el diferencial de temperatura entre el medio de enfriamiento y el producto, los modos de transferencia de calor en la superficie y dentro del producto y por el tamaño, geometría, forma y propiedades termofísicas del alimento, así como por las características del material de empaque.

Entre los métodos más usuales para describir las tasas de congelación se encuentran la determinación de las curvas tiempo-temperatura para obtener el cambio de temperatura por unidad de tiempo. Otro de los métodos es la determinación del tiempo de detención térmica, que se limita a la estimación del tiempo para que el producto atraviese una zona definida de temperatura. Ambos métodos presentan deficiencias debido a que no toman en cuenta el tiempo requerido para remover los calores sensibles, por encima y por debajo del punto de congelación. El proceso de congelación puede asimilarse a tres fases definidas: período de preenfriamiento o de remoción de calor sensible por encima del punto de congelación, entre la temperatura inicial T_1 y el punto de congelación T_2 ; un período de cambio de fase o de remoción de calor latente de congelación a una temperatura teórica igual a T_2 , pero que en la práctica viene representada por un rango de temperatura; y período de enfriamiento final entre T_2 y la temperatura final del producto congelado T_3 , de remoción de calor sensible por debajo del punto de congelación.

El proceso de congelación normalmente estudiado en el denominado centro térmico del alimento, es decir, el punto más caliente o del que se remueve el calor más lentamente en el proceso. En productos isotrópicos que se calientan por conducción, el centro térmico coincide con el centro geométrico. La congelación del centro térmico implica la congelación del resto del alimento a temperaturas necesariamente inferiores a la de éste, existiendo para tiempos finitos un gradiente de temperatura entre el frente de remoción de calor en el alimento, normalmente la superficie de éste y el centro térmico.

5.4.4. Predicción del tiempo de congelación

5.4.4.1. Ecuación de Plank

Una de las ecuaciones más simples para la predicción de tiempos de congelación en alimentos fue desarrollada por Plank en 1913. El modelo fue desarrollado para congelación en una sola dirección, la existencia de un modelo finito de transferencia de calor superficial y que la temperatura inicial del alimento es la del punto de congelación. En esta ecuación no se estiman los tiempos requeridos para enfriar el producto hasta su congelación y desde éste hasta su temperatura final congelado, permitiendo el cálculo únicamente del tiempo requerido para el

cambio de fase. La ecuación, que representa el modelo de Plank para una plancha semiinfinita, es la siguiente:

$$\theta = \frac{L\rho_1}{(T_2 - T_m)} \left(P \frac{d}{h_c} + R \frac{d^2}{k_2} \right) \quad (5-33)$$

donde L : Calor latente de congelación (Btu/lb).

ρ_{01} : Densidad del alimento descongelado (lb/pies³).

T_2 : Temperatura de congelación del alimento (°F).

T_m : Temperatura del medio de enfriamiento (°F).

h_c : Coeficiente superficial de transferencia de calor (Btu/h.pie².°F).

d : Dimensión característica dada por el espesor total de una plancha con transferencia de calor por ambas caras o el diámetro de una esfera o cilindro semiinfinito (pies).

K_2 : Conductividad térmica del alimento congelado (Btu/h.pie.°F).

P, R : Coeficientes que dependen de la geometría simple del alimento.

Para planchas y cilindros semi-infinitos P y R toman los valores de 1/2, 1/8 y 1/4, 1/16 respectivamente. Para esferas, $P = 1/6$ y $R = 1/24$.

Debe notarse que la dimensión característica utilizada en la ecuación de Plank (5-33) viene dada por el espesor total de la plancha, o el diámetro del cilindro o la esfera, cuando transfieran calor por ambas caras en el primer caso o por toda su superficie en el segundo caso. En el caso que una cara de una plancha semiinfinita estuviese aislada, la longitud característica d a ser utilizada en la ecuación de Plank será igual al doble del espesor de dicha plancha.

Ejemplo 5.9

Mediante la ecuación de Plank, calcular el tiempo que se requiere para congelar un paquete de carne de 2 pulg. de espesor, en un congelador de placas, con un coeficiente superficial de transferencia de calor $h_c = 3$ Btu/h.pie².°F (incluye a resistencia del material de

empaquete). La carne está originalmente en su punto de congelación (28 °F). El medio de enfriamiento se encuentra a -20 °F.

Solución:

Debido a que el flujo de calor es unidireccional en este caso, el paquete se puede adaptar a una plancha semiinfinita, que transfiere calor por ambas caras, en cuyo caso $d = 2/12 = 0,167$ pies; $P = 1/2$ y $R = 1/8$; $\rho_1 = 66$ lb/pie³; $k_2 = 0,60$ Btu/h.pie.°F; $L = 108$ Btu/lb. Igualmente, $h_c = 3$ Btu/h.pie².°F; $T_m = -20$ °F y $T_2 = 28$ °F. Aplicando la ecuación (5-33):

$$\theta = \frac{L\rho_1}{(T_2 - T_m)} \left[P \frac{d}{h_c} + R \frac{d^2}{k_2} \right]$$

$$\theta = \frac{(108)(66)}{(28 - (-20))} \left[0,5 \left(\frac{0,167}{3} \right) + 0,125 \left(\frac{(0,167)^2}{0,60} \right) \right] = 5,0 \text{ horas}$$

La ecuación de Plank fue adaptada por Ede (1949) para geometría de paralelepípedo-rectángulo (ladrillo), utilizando dos parámetros geométricos β_1 y β_2 , los cuales son múltiplos de la menor dimensión del ladrillo:

$$\beta_1 = c/d \text{ y } \beta_2 = b/d \tag{5-34}$$

El gráfico de Ede se presenta en la Figura 5.5. Conocidos los valores de β_1 y β_2 se determinan los valores de P y R a ser utilizados en la ecuación de Plank.

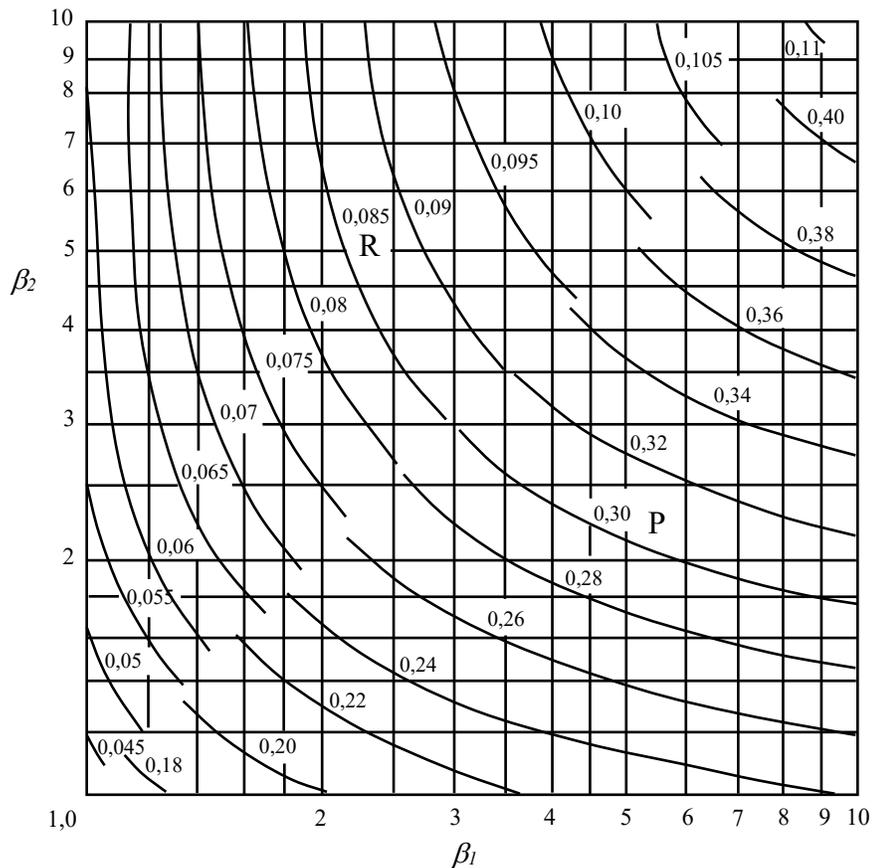


Figura 5.5. Coeficientes de la ecuación de Plank (Ede, 1952).

Ejemplo 5.10

Se está congelando carne de res magra en forma de un bloque, en un congelador de convección ($h_c = 30 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) que opera a $-30 \text{ }^\circ\text{C}$. La temperatura inicial es de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ y las dimensiones del producto son $1\text{ m} \times 0,25\text{ m} \times 0,6\text{ m}$. Calcular el tiempo necesario para congelar el producto a $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. Asuma que la densidad del producto es 1050 kg/m^3 ; el contenido de humedad = $74,5 \%$ y el calor latente de cristalización del agua = $333,22 \text{ KJ/kg}$; la conductividad térmica del producto (congelado) = $1,108 \text{ W/m}\cdot\text{K}$; (promedio entre extremos); temperatura de congelación del producto = $-1,75$ (asumido).

Solución:

Se determinan los factores β_1 y β_2 para obtener los valores de P y R en el gráfico de Ede (Fig. 5.13).

β_1 es un factor multiplicador que hace que su producto con d sea igual a la segunda dimensión más pequeña de la geometría de ladrillo o bloque.

$$\beta_1 = \frac{0,6}{0,25} = 2,4$$

β_2 es también un factor multiplicador que hace que su producto con d sea igual a la dimensión más grande de la geometría de ladrillo o bloque.

$$\beta_2 = \frac{1}{0,25} = 4$$

Por lo tanto: $P = 0,3$; $R = 0,085$

El calor correspondiente a la carne = $(333,22)(0,745) = 248,25$ KJ/kg.

Aplicando la ecuación (5-33):

$$\theta = \frac{(248,25)(1000)(1050)}{(-1,75 + 30)} \left[0,3 \frac{(0,25)}{30} + 0,085 \frac{(0,25)^2}{1,108} \right]$$

$$\theta = 67357,04 \text{ seg. (18,7 horas)}$$

Las limitaciones de la ecuación de Plank, especialmente las referentes a que no consideran la temperatura inicial real y final del producto, conllevan errores en la estimación de los tiempos de congelación. Para ello se han propuesto diversos modelos que representan

modificaciones empíricas para adaptarla mejor a situaciones reales. Los modelos más resaltantes son:

5.4.4.2. La ecuación de Nagaoka y col. (1955)

Esta fórmula fue desarrollada para la congelación de pescado fresco en congelador de ráfaga de aire frío. Incorpora factores empíricos que consideran el calor sensible por encima y por debajo del punto inicial de congelación, pero asume que todo el calor latente se elimina a temperatura constante, T_F . Adicionalmente, establece la temperatura final deseada en el

producto, T ; y ajusta el valor del calor latente de fusión, L según la composición de agua del producto.

$$\theta_F = \frac{\Delta H' \rho}{T_f - T_1} \left(P \frac{d}{h} + R \frac{d^2}{K} \right) \quad (5-35a)$$

$$\Delta H' = [1 + 0,00445(T_i - T_f)] [c_1(T_i - T_f) + L + c_2(T_f - T)] \quad (5-35b)$$

Donde: $\Delta H'$ = entalpía del producto congelándose
 ρ = densidad del producto alimenticio
 T_f = temperatura inicial de congelación
 T_1 = temperatura del medio envolvente
 T_i = temperatura inicial
 c_1 = calor específico del producto no congelado
 L = calor latente de fusión
 c_2 = calor específico del producto congelado
 T = temperatura final de congelación deseada para el producto.

Las temperaturas y propiedades térmicas utilizadas en esta ecuación deben estar expresadas en unidades internacionales.

Ejemplo 5.11

Se adquiere un paquete de filetes de bacalao congelados en una tienda local y se le mantiene a 37,78 °C por un máximo de 1 hora antes de colocarlo en el congelador casero. Estimar un coeficiente superficial de transferencia de calor aproximado si menos del 5 % del filete se descongela. Se cuenta con los siguientes datos: $T_i = -3,89$ °C (inicial del producto), $T_f = -1,67$ °C (punto inicial de congelación o punto final de descongelación, T_f); $L = 267490$ J/kg, $d = 0,341$ m (espesor), $K = 0,571$ W/mK, $\rho = 1089,4$ kg/m³, $c_1 = 3645,3$ J/kgK (no congelado), $c_2 = 1843,6$ J/kgK.

Solución:

Si menos del 5 % del filete se ha descongelado, puede especularse que 1 hora es el tiempo requerido para descongelar un filete de espesor igual al 5 % de 0,341 m es decir, 0,05x0,341m (0,01705 m); entonces a partir de la ecuación (5-35b) y $\Delta H'$:

$$\Delta H' = [1 + 0,00445(T_i - T_f)] [c_1(T_i - T_f) + L + c_2(T_f - T)]$$

$$\Delta H' = [1 + 0,00445(-3,89 + 1,67)] [1843,6(-3,89 + 1,67) + 267490 + 3645,3(-1,67 + 1,67)]$$

$$\Delta H' = 260763,24 \text{ J/kg}$$

Considerando el paquete de files de bacalao una plancha semi-infinita, los valores de P y R son 1/2, 1/8 respectivamente. Si $\theta_F = 1$ h (3600 s), $d = 0,01705$ m y aplicando la ecuación (5-35a):

$$\theta_F = \frac{\Delta H' \rho}{T_f - T_i} \left(P \frac{d}{h} + R \frac{d^2}{K} \right)$$

$$3600 \text{ seg} = \frac{(260763,24 \text{ J/kg}) 1089,4 \text{ kg/m}^3}{(-1,67 + 37,78)^\circ\text{C}} \left(0,5 \frac{0,01705 \text{ m}}{h} + 0,125 \frac{(0,01705 \text{ m})^2}{0,571 \text{ W/mK}} \right)$$

$$3600\text{seg} = 7866947,5 \frac{\text{J}}{\text{m}^3\text{°C}} \left(\frac{0,008525 \text{ m}}{h} + 6,364 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3\text{seg}^\circ\text{C}}{\text{J}} \right)$$

$$\frac{3600\text{seg}}{7866947,5 \frac{\text{J}}{\text{m}^3\text{°C}}} = \left(\frac{0,008525 \text{ m}}{h} + 6,364 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3\text{seg}^\circ\text{C}}{\text{J}} \right)$$

$$0,000457 \frac{\text{m}^3\text{seg}^\circ\text{C}}{\text{J}} - 6,364 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3\text{seg}^\circ\text{C}}{\text{J}} = \frac{0,008525 \text{ m}}{h}$$

$$0,000393 \frac{\text{m}^3\text{seg}^\circ\text{C}}{\text{J}} = \frac{0,008525 \text{ m}}{h} \quad \Rightarrow \quad h = \frac{0,008525 \text{ m}}{0,000393 \text{ m}^3\text{seg}^\circ\text{C}/\text{J}}$$

$$h = 21,67 \text{ J/seg.m}^3\text{°C} \quad (78,02 \text{ kW/m}^2\text{K})$$

5.4.4.3. Modificación de Levy (1958)

Desarrollada para pescado en el mismo tipo de congelador (ráfaga). Es muy similar a la de Nagaoka y col. (1955):

$$\theta = \frac{(1 + 0,00445T_1)\Delta H'\rho_0}{(T_2 - T_m)} \left(P \frac{d}{h_c} + R \frac{d^2}{k_2} \right) \quad (5-36)$$

y $\Delta H'$ definido por la ecuación (5-35b).

5.4.4.4. Modificación de Mellor (1976)

En ella se sugiere sumar únicamente la mitad de los calores sensibles, quedando la ecuación de Plank de la siguiente forma:

$$\theta = \frac{Q\rho_0}{(T_2 - T_m)} \left(P \frac{d}{h_c} + R \frac{d^2}{k_2} \right) \quad (5-37a)$$

con $Q = 0,5Cp_1(T_1 - T_2) + L + 0,5Cp_2(T_2 - T_3) \quad (5-37b)$

5.4.4.5. Ecuación de Plank modificada (1963)

Esta ecuación se basa en la original, pero fue modificada para adaptarla mejor a casos reales, habiéndose indicado que es capaz de predecir los tiempos de congelación en planchas de carne de res con menos del 10% de error.

$$\theta = \frac{\rho_0 L'}{(T_2 - T_m)} \left(P \frac{d}{h} + R \frac{d^2}{k_2} \right) \left(1 + \frac{0,0053(T_2 - T_m)}{1,8} \right) + t'r \quad (5-38a)$$

La conductividad térmica debe ser evaluada a una temperatura de 10,4 °F ó 261 K, siendo:

$$L' = Cp_1(T_1 - T_2) + L + Cp_2(T_2 - 10,4) \quad (5-38b)$$

$$t'r = 1,866\rho_0Cp'n(\ln(((T_2 - T_m)/(T_3 - T_m)) - 0,0913)(Pd/h + Rd^2/k_2) \quad (5-38c)$$

$$Cp' = \text{Cambio de entalpía entre } 269 \text{ K } (24,8 \text{ °F}) \text{ y } T_3/(T_3 - 24,8) \quad (5-38d)$$

5.4.4.6. Fórmula de Cleland y Earle

Cleland y Earle presentaron una modificación de la ecuación de Plank (1976-1979), re- escribiendola en forma adimensional:

$$N_{Fo} = P \frac{1}{N_{Bi} N_{Ste}} + R \frac{1}{N_{Ste}} \quad (5-39)$$

Donde $N_{Fo} = \text{Número de Fourier} = \alpha.t/a^2$

N_{Bi} = Número de Biot = $h.a/k$

N_{Ste} = Número de Stefan = $c_{pI} (T_f - T_1)/\Delta H'$

donde α = difusividad térmica = $k/\rho.c_p$, c_{pI} = calor específico del agua congelada, T_f = temperatura inicial de congelación, T_1 = temperatura del medio envolvente. Incorporaron luego la influencia del calor sensible por encima del punto inicial de congelación, mediante una relación a la que llamaron Número de Plank (P_k):

$$N_{Pk} = \frac{C_{pU}(T_i - T_f)}{\Delta H'} \quad (5-40)$$

$$N_{Fo} = f(N_{Bi}, N_{Ste}, N_{Pk}) \quad (5-41)$$

donde c_{pU} = calor específico del agua no congelada, T_i = temperatura inicial del producto.

A través de trabajos experimentales pudieron establecer las siguientes expresiones empíricas:

Para geometría de placa

$$P = 0,5072 + 0,2018 N_{Pk} + N_{Ste} (0,3224 N_{Pk} + \frac{0,0105}{N_{Bi}} + 0,0681) \quad (5-42a)$$

$$R = 0,1684 + N_{Ste} (0,274 N_{Pk} + 0,0135) \quad (5-42b)$$

Estas correlaciones tienen una exactitud de $\pm 3\%$ para productos con contenido de humedad de aproximadamente 77%. La correlación resulta aceptable para una temperatura inicial de hasta 40 °C, temperaturas del medio de congelación entre -15 °C y -45 °C, espesores de hasta 0,12 m y coeficientes de transferencia de calor superficial entre 10 y 500 W/m².K

Para Geometría cilíndrica

$$P = 0,3751 + 0,0999N_{Pk} + N_{Ste} \left(0,4008N_{Pk} + \frac{0,071}{N_{Bi}} - 0,5865 \right) \quad (5-43a)$$

$$R = 0,0133 + N_{Ste} (0,0415 N_{Pk} + 0,3957) \quad (5-44b)$$

Para Geometría Esférica

$$P = 0,1084 + 0,0924 N_{Pk} + N_{Ste} \left(0,231 N_{Pk} - \frac{0,3114}{N_{Bi}} + 0,6739 \right) \quad (5-45a)$$

$$R = 0,0784 + N_{Ste} (0,0386 N_{Pk} - 0,1694) \quad (5-45b)$$

La exactitud esperada de la predicción de los tiempos de congelación es de $\pm 5,2$ % para geometrías cilíndricas y $\pm 3,8$ para las esféricas, en los siguientes rangos:

$$0,155 \leq N_{Ste} \leq 0,345.$$

$$0,5 \leq N_{Bi} \leq 4,5$$

$$0 \leq N_{Pk} \leq 0,55$$

Estos rangos deben cubrir la mayoría de los casos de congelación, pero la condición de contenido de humedad de alrededor del 77 % debe aplicar a las tres geometrías.

Ejemplo 5.12

Calcular el tiempo requerido para llevar la temperatura de un filete de carne de cordero de 0,025 m de espesor hasta -10 °C. La congelación se va a hacer en un congelador de ráfaga de aire. La temperatura inicial de la carne de cordero es de 15 °C y la temperatura del medio de congelación es -30 °C. Se cuenta con los siguientes datos adicionales:

Densidad de la carne = 1050 kg/m^3 (congelada)

$$C_{pU} = 3,0 \text{ kJ/kg.K}$$

$$T_f = -2,75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$C_{pi} = 1,75 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k = 1,35 \text{ W/mK (1750 J/kg.K)}$$

Solución

De la carta de entalpía para carne (Dikerson, 1969) del Apéndice I: $H_{15^\circ\text{C}} = 130 \text{ btu/lb}$ (302 kJ/kg) y $H_{-10^\circ\text{C}} = 32 \text{ btu/lb}$ (74 kJ/kg); por lo tanto: $\Delta H' = 302 - 74 = 228 \text{ kJ/kg}$ (considerando que la carne de cordero a $15 \text{ }^\circ\text{C}$ y $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ tiene características similares a la carne de res magra, con contenido de humedad de 65%)

Usando las expresiones de P y R para geometría de placa:

$$N_{Bi} = \frac{hd}{k} = \frac{(20)(0,025)}{1,35} = 0,37$$

$$N_{Ste} = C_{pi} \frac{(T_f - T_i)}{\Delta H'} = 1,75 \frac{(-2,75 + 30)}{228} = 0,209$$

$$N_{Pk} = C_{pU} \frac{(T_i - T_f)}{\Delta H'} = 3,0 \frac{(15 + 2,75)}{228} = 0,234$$

luego:

$$P = 0,5072 + 0,2018(0,234) + 0,209 \left(0,3224(0,234) + \frac{0,0105}{0,37} + 0,0681 \right)$$

$$P = 0,5903$$

$$R = 0,1684 + 0,209[(0,274)(0,234) + 0,0135] = 0,185$$

Utilizando la forma adimensional de Plank:

$$N_{F_0} = P \frac{1}{N_{B_1} N_{Ste}} + R \frac{1}{N_{Ste}}$$

$$\frac{\alpha \theta}{d^2} = 0,5903 \frac{1}{(0,37)(0,209)} + 0,185 \frac{1}{0,209} = 8,519$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} = \frac{1,35 \text{ J/seg.m.K}}{(1050 \text{ kg/m}^3)(1750 \text{ J/kg.K})} = 7,35 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg.}$$

$$\theta = 8,519 \frac{d^2}{\alpha} = 8,519 \frac{(0,025 \text{ m})^2}{7,35 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}} = 7244,05 \text{ seg. (2,012 horas)}$$

también utilizando la ecuación de Nagaoka y col. (1955):

$$\theta_F = \frac{\Delta H' \rho}{T_f - T_1} \left(P \frac{d}{h} + R \frac{d^2}{K} \right)$$

$$\theta_F = \frac{(228)(1050)(1000)}{(-2,75 + 30)(3600)} \left(0,5903 \frac{(0,025)}{20} + 0,185 \frac{(0,025)^2}{1,35} \right) = 2,01 \text{ horas}$$

5.5. Problemas propuestos

- 5.5.1. Se descongela bistec congelado en bandeja de papel en un cuarto a $23,88\text{ }^{\circ}\text{C}$. Calcular el tiempo de descongelación. La mitad del espesor es $0,762\text{ cm}$; contenido de agua 75% ; $h = 7,37\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$; $k = 0,484\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$; Temperatura inicial de congelación = $T_f = -2,22\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\rho = 1041,17\text{ kg/m}^3$. Asumir que sólo una superficie es expuesta al aire y que la otra está debidamente aislada; la transferencia de calor por los lados del bistec es despreciable. Calor latente de fusión del agua $\approx 334018,08\text{ J/kg}$. Resp.: 6,4 horas.
- 5.5.2. Calcular el tiempo de congelación de manzanas en láminas congeladas entre placas refrigeradas. Las placas están a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la lámina es de 15 cm de espesor. El coeficiente de transferencia de calor superficial del cambiador de calor es $500\text{ J/s.m}^2\text{.C}$; la conductividad térmica de las manzanas congeladas puede estimarse de: $2,4p/100 + 0,26(100-p)/100\text{ J/s.m.C}$ donde p es el contenido de agua de manzana en porcentaje y es igual a 84% . El calor latente para la misma 280 KJ/kg y la densidad de 1040 kg/m^3 . Las manzanas se congelan a $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$. RESP.: 4,38 h.
- 5.5.3. Resolver el problema 5.5.2 pero ahora con el producto empacado en cartón de 1 mm de espesor. La conductividad térmica del cartón es $0,06\text{ J/s.m.C}$. (Utilizar la Ecuación 2-36 para determinar la resistencia total incorporando el coeficiente superficial). Resp.: 7,97 h.
- 5.5.4. Una pieza de carne en forma de plancha se congela en un congelador de placas a $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cuánto tardará congelar esta carne si la plancha tiene 10 cm de espesor?. Algunos datos importantes son: $h = 0,125\text{ kW/m}^2\text{.K}$; $k = 1,6\text{ W/mK}$ (carne congelada); $\lambda = 256\text{ kJ/kg}$; $\rho = 1090\text{ kg/m}^3$; punto de congelación de la carne = $-1,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Resp.: 2,83 h.
- 5.5.5. Se está congelando carne de res magra en forma de bloque en un congelador de convección ($h = 30\text{ W/m}^2\text{.K}$) que opera a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura inicial es de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y las dimensiones del producto son $1\text{ m} \times 0,25\text{ m} \times 0,6\text{ m}$. Calcular el tiempo necesario para congelar el producto a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Asuma que la densidad del producto es 1050 kg/m^3 ; el contenido de humedad = $74,5\%$ y el calor latente de cristalización del agua = $333,22$

KJ/kg; la conductividad térmica del producto (congelado) = 1,108 W/m.K; (promedio entre extremos); temperatura de congelación del producto = $-1,75$ (asumido); $c_1 = 3,52$ kJ/kg.°K; $c_2 = 2,05$ kJ/kg.°K. Resp.: 22,42 horas.

5.5.6. Una lonja de carne de cordero de 2,54 cm de espesor se congela en un congelador de ráfaga de aire. Calcular el tiempo de congelación. Se tienen los siguientes datos: $T_0 = 21,1$ °C, $T_f = -2,78$ °C, $T_3 = -12,22$ °C, temperatura del medio congelante = $-28,9$ °C, $c_1 = 2933$ J/kg.°C, $c_2 = 1676$ J/kg.°C, $k = 1,384$ W/m.°C, $h = 18,176$ W/m² °C, $\lambda = 334944$ J/kg; contenido de humedad de carne de cordero = 65%, $\rho = 1057,32$ kg/m³ (congelado). Resp.: 2,85 h.

5.5.7. La experiencia práctica indica que en promedio se requieren 60 minutos para congelar pescado picado en bloques de 3 cm de espesor, con una temperatura inicial de 5 °C. El punto de congelación del pescado es -2 °C; la temperatura final del centro térmico es -15 °C, la de las placas de congelación -20 °C. A fin de satisfacer los requerimientos de un nuevo cliente de bloques de 4 cm de espesor y una temperatura final en el centro térmico de -30 °C, se propone adquirir un nuevo congelador de placas cuya temperatura sea de -40 °C; predecir el tiempo de congelación. Se tienen los siguientes datos: $\rho = 900$ kg/m³, $\lambda = 285$ kJ/kg, $c_1 = 3,18$ KJ/kgK (no congelado), $c_2 = 1,72$ kJ/kgK (congelado), $k = 1,17$ W/mK (congelado), $h = 50$ W/m²K (para ambos congeladores); $P = 0,5$; $R = 0,125$. Resp.: 1,37 horas

BIBLIOGRAFÍA

Barreiro M., J. A. y Sandoval B., A. J. (2002). Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas. Equinoccio. Ed. de la Universidad Simón Bolívar. Venezuela.

Carranza, R. (2008). Apuntes de Ingeniería de Alimentos: congelación de Alimentos. UNJBG. Escuela de Postgrado. Perú.

Charm, S. E. (1971). The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Cleland A. Earle R. (1976). A New Method for Prediction of Surface Heat Transfer Coefficients in Freezing, Bull. IIR Annex 1:361.

Corzo, O. (1993). Refrigeración, congelación y tratamiento térmico de los Alimentos. Universidad de Oriente. Cumaná, Venezuela. 261p.

Desrosier, N. y Desrosier, J. (1977). The technology of food preservation. 4° Edition. Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Dossat, R. J. (1991). Principles of refrigeration. 3rd ed. Prentice Hall, Englewood Cliffs, N. J.

Earle, R. L. (1987). Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia. Zaragoza, España.

Ede, A. J. (1952). The calculation of freezing and thawing of foodstuff. *Modern Refrig.* 52:52.

Gruda, Z. y Postolki, J. (1984). Tecnología de la conservación de los alimentos. Editorial Acribia. Zaragoza, España.

Heldman, D. R. (1981). Food process engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Levy, F. (1958). Calculating freezing time of fish in air-blast freezers. *J. Refrig.* 1:55.

Mellor, J. D. (1976). A comparison of methods for predicting the freezing times of cylindrical and spherical foodstuffs. *J. Food Sci.* 44(4):958.

Nagaoka, J.; Takaji, S. and Hohami, S. (1955). Experiments of the freezing of fish in air blast freezers". *Proc. IX Int. Cong. Refrig.* 4:105.

Plank, R. (1963). El empleo del frío en la industria de la alimentación. Ed. Reverté, Barcelona.

Singh, R. P. and Heldman, D. R. (1997) Introduction to Food Engineering, 3rd. Edition, Academic, London.

Toledo, R. (1980). The fundamentals of food engineering. 2° edition. The Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Tressler, D.; Van Arsdel, W.; Copley, M.; y Woolrich, W. (1968). The freezing preservation of foods. Vol I y II. Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

Woolrich, W. (1968). Manual of refrigerating engineering. Vol. I y II. Avi Publishing Co., Westport, Conn. USA.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Constantes Fundamentales y Factores de Conversión

Tabla A.1. Constante R de la Ley de los Gases

Valor numérico	Unidades
1,9872	cal g / mol g . K
1,9872	btu / mol lb . °R
82,057	cm ³ . atm / mol g . K
8.314,34	J / mol kg . K
82,057x10 ⁻³	m ³ . atm / mol kg . K
8.314,34	Kg m ² /seg ² . mol kg .K
10,731	pie ³ . lb _f / pulg ² mol lb . °R
0,7302	pie ³ . atm / mol lb . °R
1.545,3	Pie . lb _f / mol lb . °R
8.314,34	m ³ . Pa / mol kg . K

A.2. Volumen y Densidad

1 mol g de gas ideal a 0 °C, 760 mm de Hg = 22,414 litros = 22.414 cm³
 1 mol lb de gas ideal a 0 °C, 760 mm de Hg = 359,05 pie³
 1 mol kg de gas ideal a 0 °C, 760 mm de Hg = 22,414 m³
 Densidad del aire seco a 0 °C, 760 mm de Hg = 1,929 g / litro = 0,0807 lb_m / pie³
 Peso molecular del aire = 28,97 lb_m / mol lb
 1 g / cm³ = 63,43 lb_m / pie³ = 1.000 kg / m³
 1 g / cm³ = 8,345 lb_m / gal americano
 1 lb_m / pie³ = 16,0185 kg / m³

A.3. Longitud

1 m = 100 cm = 1.000 mm = 10 ⁶ μ (micras)	1 pulg (pulg = in = “) = 2,54 cm = 0,0254 m
1 año luz = 9,4609x10 ¹² Km	1 pie (foot = ft) = 12 pulg = 0,3048 m
1 Km = 1.000 m	1 yarda = 3 pies
1 milipulg. (milipulgada) = 0,001 pulg	
1 milla (terrestre) = 1,60934 Km = 5.280 pies	
1 milla náutica (marina) = 1,853 Km	

A.4. Masa

1 kg _m = 2,2046 lb _m = 2,6792 lb _m troy	1 tonelada (métrica) = 1.000 kg _m
1 slug = 32,16 lb _m = 14,59 kg _m = 1,488 UTM	1 short ton (avoirdupois) = 2.000 lb _m
lb _m = 453,59237 gr _m	1 onza = 28,35 gr _m
1 UTM (Unidad Técnica de masa) = 9,81 kg _m	

A.5. Aceleración Normal de la Gravedad

$g = 9,80665 \text{ m / seg}^2$

$$g = 980,665 \text{ cm / seg}^2$$

$$g = 32,174 \text{ pie / seg}^2$$

$$g_c \text{ (factor de conversión gravitacional)} = 32,1740 \text{ lb}_m \cdot \text{pie / lb}_f \cdot \text{seg}^2 = 980,665 \text{ g}_m \cdot \text{cm / g}_f \cdot \text{seg}^2$$

A.6. Tiempo

$$1 \text{ año} = 365,256 \text{ días} = 8.766 \text{ horas}$$

$$1 \text{ semana} = 7 \text{ días}$$

$$1 \text{ día} = 24 \text{ horas} = 1.440 \text{ min} = 86.400 \text{ seg}$$

$$1 \text{ hora} = 60 \text{ min} = 3.600 \text{ seg}$$

$$1 \text{ min} = 60 \text{ seg}$$

A.7. Área

$$1 \text{ hectárea} = 10.000 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ centiaria} = 1 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ miila}^2 = 640 \text{ acres}$$

$$1 \text{ acre} = 0,40469 \text{ hectáreas}$$

A.8. Volumen

$$1 \text{ litro} = 1.000 \text{ cm}^3 \text{ (cc)}$$

$$1 \text{ litro} = 61,02 \text{ pulg}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 1.000 \text{ litros} = 35,32 \text{ pie}^3 = 264,2 \text{ gal.}$$

$$1 \text{ pie}^3 = 7,481 \text{ galones U.S.} = 0,02832 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ galón U.S. (gal)} = 231 \text{ pulg}^3 = 3,785 \text{ litros}$$

$$1 \text{ barril (para petróleo)} = 158,98 \text{ litros} = 42 \text{ gal.}$$

$$1 \text{ barril U.S. seco} = 7.056 \text{ pulg}^3$$

$$1 \text{ barril U.S. líquido} = 31,5 \text{ gal.}$$

A.9. Fuerza

$$1 \text{ lb}_f = 32,17398 \text{ lb}_m \cdot \text{pie/seg}^2$$

$$1 \text{ lb}_f = 1 \text{ slug} \cdot \text{pie/seg}^2 = 4,44822 \text{ Newton}$$

$$1 \text{ kg}_f \text{ (kilopondio} = K_p) = 9,8066 \text{ kg} \cdot \text{m/seg}^2$$

$$1 \text{ kg}_f = 2,2046 \text{ lb}_f = 7,093 \text{ poundals}$$

$$1 \text{ Newton} = 1 \text{ kg}_m \cdot \text{m/seg}^2 = 100.000 \text{ dinas}$$

$$1 \text{ dina} = 1 \text{ gr}_m \cdot \text{cm/seg}^2 = 0,000002248 \text{ lb}_f$$

A.10. Presión

$$1 \text{ atm} = 14,6959 \text{ lb}_f/\text{pulg}^2 \text{ (PSI)} = 10.332,28 \text{ kg}_f/\text{m}^2 = 101.325 \text{ Newton/m}^2 \text{ (Pascal)} = 1,01325 \text{ bar}$$

$$1 \text{ atm} = 406,8 \text{ pulg de H}_2\text{O (a } 4 \text{ °C)} = 33,899 \text{ pie H}_2\text{O (a } 4 \text{ °C)} = 10,33 \text{ m.c.a (a } 4 \text{ °C)}$$

$$1 \text{ atm} = 760 \text{ mmHg} = 29,92 \text{ pulg Hg (a } 0 \text{ °C)}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Newton/m}^2$$

$$1 \text{ Pascal} = 1 \text{ Newton/m}^2$$

$$1 \text{ Torr} = 1 \text{ mm Hg}$$

$$1 \text{ pulg Hg} = 70,73 \text{ lb}_f/\text{m}^2$$

$$1 \text{ c.a (columna de agua)} = 27,85 \text{ lb}_f/\text{pie}^2$$

A.11. Energía

$$1 \text{ ergio} = 1 \text{ dina} \cdot \text{cm}$$

$$1 \text{ joule} = 1 \text{ newton} \cdot \text{m} = 10^7 \text{ ergios} = 1 \text{ watt} \cdot \text{seg}$$

$$1 \text{ kg}_f \cdot \text{seg} = 9,807 \text{ joules}$$

$$1 \text{ cal} = 4,1855 \text{ joules} = 0,427 \text{ kg}_f \cdot \text{m}$$

$$1 \text{ cal térmica} = 4,182 \text{ joules}$$

$$1 \text{ Kcal} = 4.182 \text{ joules} = 1,16225 \times 10^{-3} \text{ Kw} \cdot \text{hora}$$

$$1 \text{ Kcal} = 427,1 \text{ kg}_f = 3,968 \text{ BTU}$$

$$1 \text{ BTU} = 1.055,06 \text{ joules} = 252 \text{ calorías}$$

$$1 \text{ BTU} = 778,16 \text{ lb}_f \cdot \text{pie} = 107,61 \text{ kg}_f \cdot \text{m}$$

$$1 \text{ lb}_f \cdot \text{pie} = 1,35582 \text{ joules} = 0,3229 \text{ cal}$$

$$1 \text{ Kw} \cdot \text{hora} = 3.413 \text{ BTU} = 860 \text{ Kcal}$$

$$1 \text{ HP} \cdot \text{hora} = 2.545 \text{ BTU} = 641,1 \text{ Kcal}$$

A.12. Potencia

$$1 \text{ hp} = 0,74570 \text{ kW}$$

$$1 \text{ hp} = 550 \text{ pie} \cdot \text{lb}_f/\text{seg.}$$

$$1 \text{ hp} = 0,7068 \text{ btu/seg.}$$

$$1 \text{ watt (W)} = 14,340 \text{ cal/min.}$$

$$1 \text{ btu/h} = 0,29307 \text{ W}$$

$$1 \text{ J/seg. (joule/seg.)} = 1 \text{ W}$$

A.13. Conductividad Térmica

$$1 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F} = 4,1365 \times 10^{-3} \text{ cal/seg.cm.}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ btu/h.pie.}^\circ\text{F} = 1,73073 \text{ W/m.K}$$

A.14. Coeficiente de Transferencia de Calor

$$1 \text{ btu/h.pie}^2.\text{}^\circ\text{F} = 1,3571 \times 10^{-4} \text{ cal/seg.cm}^2.\text{}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ btu/h.pie}^2.\text{}^\circ\text{F} = 5,6783 \times 10^{-4} \text{ W/cm}^2.\text{}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ btu/h.pie}^2.\text{}^\circ\text{F} = 5,6783 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

$$1 \text{ kcal/h.m}^2.\text{}^\circ\text{F} = 0,2048 \text{ 1 btu/h.pie}^2.\text{}^\circ\text{F}$$

A.15. Viscosidad

$$1 \text{ poise} = 0,1 \text{ kg}_m/\text{m.seg} = 1 \text{ dina.seg/cm}^2 = 0,1 \text{ Newton.seg/m}^2$$

$$1 \text{ cp} = 10^{-2} \text{ g/cm.seg. (poise)}$$

$$1 \text{ cp} = 2,4191 \text{ lb}_m/\text{pie.h}$$

$$1 \text{ cp} = 6,7197 \times 10^{-4} \text{ lb}_m/\text{pie.seg.}$$

$$1 \text{ cp} = 10^{-3} \text{ Pa.seg} = 10^{-3} \text{ kg/m.seg.}$$

$$1 \text{ cp} = 2,0886 \times 10^{-5} \text{ lb}_f.\text{seg./pie}^2$$

$$1 \text{ Pa.seg.} = 1 \text{ N.seg./m}^2 = 1 \text{ kg/m.seg.} = 1.000 \text{ cp}$$

A.16. Flujo Específico de Calor y Flujo de Calor

$$1 \text{ btu/h.pie}^2 = 3,1547 \text{ W/m}^2$$

$$1 \text{ btu/h} = 0,29307 \text{ W}$$

A.17. Capacidad Calorífica y Entalpía

$$1 \text{ btu/lb}_m.\text{}^\circ\text{F} = 4,1868 \text{ kJ/kg.K}$$

$$1 \text{ btu/lb}_m.\text{}^\circ\text{F} = 1,000 \text{ cal/g.}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ btu/lb}_m. = 2.326,0 \text{ J/kg.}$$

$$1 \text{ pie.lbf/lb}_m = 2,9890 \text{ J/kg.}$$

A.18. Temperatura

$$^\circ\text{F} = 1,8(\text{T}^\circ\text{C}) + 32$$

$$^\circ\text{C} = (\text{T}^\circ\text{F} - 32^\circ\text{F})^\circ\text{C}/1,8^\circ\text{F}$$

$$^\circ\text{K} = (\text{T}^\circ\text{C} + 273,15^\circ\text{C})^\circ\text{K}/^\circ\text{C}$$

$$^\circ\text{R} = (\text{T}^\circ\text{F} + 459,67^\circ\text{F})^\circ\text{R}/^\circ\text{F}$$

Para conversiones que involucren Δ 's de temperatura

$$1,8 \text{ }^\circ\text{F} = 1 \text{ }^\circ\text{C} \quad 1 \text{ }^\circ\text{F} = 1 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$1,8 \text{ }^\circ\text{R} = 1 \text{ }^\circ\text{K} \quad 1 \text{ }^\circ\text{C} = 1 \text{ K}$$

A.19. Ángulo Plano

$$1 \text{ radián} = 180/\pi \text{ grados} = 57,296 \text{ grados}$$

$$180 \text{ grados} = \pi \text{ radianes}$$

$$1 \text{ grado (}^\circ\text{)} = 60 \text{ minutos (')} = 3.600 \text{ seg. ("}\text{)}$$

$$1 \text{ revolución (vuelta)} = 360 \text{ grados} = 2\pi \text{ radianes}$$

$$1 \text{ min. (')} = 60 \text{ seg. ("}\text{)}$$

APÉNDICE B

Propiedades Físicas del Agua

Tabla B.1. Calor Latente del Agua a 273,15 K (0 °C)

Calor latente de fusión =	1436,3 cal / mol g
=	79,724 cal / g
=	2585,3 btu / mol lb
=	6013,4 kJ / mol kg

Tabla B.2. Densidad del Agua Líquida

Temperatura		Densidad		Temperatura		Densidad	
K	°C	g/cm ³	kg/m ³	K	°C	g/cm ³	kg/m ³
273,15	0	0,99987	999,87	323,15	50	0,98807	988,07
277,15	4	1,00000	1000,0	333,15	60	0,98324	983,24
283,15	10	0,99973	999,73	343,15	70	0,97781	977,81
293,15	20	0,99823	998,23	353,15	80	0,97183	971,83
303,15	30	0,99568	995,68	363,15	90	0,96534	965,34
313,15	40	0,99225	992,25	373,15	100	0,95838	958,38

Referencia: Perry y Chilton (1793).

Tabla B.3. Viscosidad del Agua Líquida

TEMPERATURA		VISCOSIDAD (Pa.s)10 ³	TEMPERATURA		VISCOSIDAD (Pa.s)10 ³
K	°C		K	°C	
273,15	0	1,7921	323,15	50	0,5494
275,15	2	1,6728	325,15	52	0,5315
277,15	4	1,5674	327,15	54	0,5146
279,15	6	1,4728	329,15	56	0,4985
281,15	8	1,3860	331,15	58	0,4832
283,15	10	1,3077	333,15	60	0,4688
285,15	12	1,2363	335,15	62	0,4550
287,15	14	1,1709	337,15	64	0,4418
289,15	16	1,1111	339,15	66	0,4293
291,15	18	1,0559	341,15	68	0,4174
293,15	20	1,0050	343,15	70	0,4061
293,35	20,2	1,0000	345,15	72	0,3952
295,15	22	0,9579	347,15	74	0,3849
297,15	24	0,9142	349,15	76	0,3750
299,15	26	0,8737	351,15	78	0,3655
301,15	28	0,8360	353,15	80	0,3565
303,15	30	0,8007	355,15	82	0,3478
305,15	32	0,7679	357,15	84	0,3395
307,15	34	0,7371	359,15	86	0,3315
309,15	36	0,7085	361,15	88	0,3239
311,15	38	0,6814	363,15	90	0,3165
313,15	40	0,6560	365,15	92	0,3095
315,15	42	0,6321	367,15	94	0,3027
317,15	44	0,6097	369,15	96	0,2962
319,15	46	0,5883	371,15	98	0,2899
321,15	48	0,5683	373,15	100	0,2838

Referencia: Bingham (1922).

Tabla B.4. Capacidad Calorífica del Agua Líquida a 101,325 kPa (1 atm)

Temperatura		Capacidad calorífica		Temperatura		Capacidad calorífica	
°C	K	Cal/g.°C	kJ/kg.K	°C	K	Cal/g.°C	kJ/kg.K
0	273,15	1,0080	4,220	60	333,15	1,0001	4,187
10	283,15	1,0019	4,195	70	343,15	1,0013	4,192
20	293,15	0,9995	4,158	80	353,15	1,0029	4,199
30	303,15	0,9987	4,181	90	363,15	1,0050	4,208
40	313,15	0,9987	4,181	100	373,15	1,0076	4,219
50	323,15	0,9992	4,183				

Referencia: Osborne y col. (1939).

Tabla B.5. Conductividad Térmica del Agua Líquida

Temperatura			Conductividad Térmica	
°C	°F	K	Btu/h.pie.°F	W/m.K
0	32	273,15	0,329	0,569
37,8	100	311,0	0,363	0,628
93,3	200	366,5	0,393	0,680
148,9	300	422,1	0,395	0,684
215,6	420	588,8	0,376	0,651
326,7	620	599,9	0,275	0,476

Referencia: Timrot y Vargaftik (1964).

Tabla B.6. Capacidad Calorífica del Hielo

Temperatura		Capacidad calorífica	
°C	K	Cal/g.°C	kJ/kg.K
32	273,15	0,500	2,093
20	266,45	0,490	2,052
10	260,95	0,481	2,014
0	255,35	0,472	1,976
-10	249,85	0,461	1,930
-20	244,25	0,452	1,892
-30	238,75	0,442	1,850
-40	233,15	0,433	1,813

Referencia: Adaptado de ASHRAE (1972).

Tabla B.7. Propiedades del Vapor Saturado y del Agua (Tablas de Vapor)
Unidades SI

Temperatura (°C)	Presión de vapor (KPa)	Volumen específico (m ³ /kg)		Entalpía (kJ/kg)	
		Líquido	Vapor saturado	Líquido	Vapor saturado
00	0,6113	0,0010002	206,136	0,0000	2501,4
3	0,7577	0,0010001	198,132	12,270	2506,9
6	0,9349	0,0010001	137,734	25,200	2512,4
9	1,1477	0,0010003	113,386	37,800	2517,9
12	1,4022	0,0010005	93,784	50,410	2523,4
15	1,7051	0,0010009	77,926	62,990	2528,9
18	2,0640	0,0010014	65,038	75,580	2534,4
21	2,4870	0,0010020	54,514	88,140	2539,9
24	2,9850	0,0010027	45,883	100,70	2545,4
27	3,5670	0,0010035	38,774	113,25	2550,8
30	4,2460	0,0010043	32,894	125,79	2556,3
33	5,0340	0,0010053	28,011	138,33	2561,7
36	5,9470	0,0010063	23,940	150,86	2567,1
40	7,3840	0,0010078	19,523	167,57	2574,3
45	9,5930	0,0010099	15,258	188,45	2583,2
50	12,349	0,0010121	12,032	209,33	2592,1
55	15,758	0,0010146	9,568	230,23	2600,9
60	19,940	0,0010172	7,671	251,13	2609,6
65	25,030	0,0010199	6,197	272,06	2618,3
70	31,190	0,0010228	5,042	292,98	2626,8
75	38,580	0,0010259	4,131	313,93	2635,3
80	47,390	0,0010291	3,407	334,91	2643,7
85	57,830	0,0010325	2,828	355,90	2651,9
90	70,140	0,0010360	2,361	376,92	2660,1
95	84,550	0,0010397	1,982	397,96	2668,1
100	101,35	0,0010435	1,673	419,04	2676,1
105	120,82	0,0010475	1,419	440,15	2683,8
110	143,27	0,0010516	1,210	461,30	2691,5
115	169,06	0,0010559	1,037	482,48	2699,0
120	198,53	0,0010603	0,893	503,71	2706,3
125	232,10	0,0010649	0,771	524,99	2713,5
130	270,10	0,0010697	0,669	546,31	2720,5
135	313,00	0,0010746	0,582	567,69	2727,3
140	316,30	0,0010797	0,509	589,13	2733,9
145	415,40	0,0010850	0,446	610,63	2740,3
150	475,80	0,0010905	0,393	632,20	2746,5
155	543,10	0,0010961	0,347	653,84	2752,4
160	617,80	0,0011020	0,307	675,55	2758,1
165	700,50	0,0011080	0,273	697,34	2763,5
170	791,70	0,0011143	0,243	719,21	2768,7
175	892,00	0,0011207	0,217	741,17	2773,6
180	1002,1	0,0011274	0,194	763,22	2778,2
190	1254,4	0,0011414	0,157	807,62	2786,4
200	1553,8	0,0011565	0,127	852,45	2793,2
225	2548,0	0,0011992	0,079	966,78	2803,3
250	3973,0	0,0012512	0,050	1085,4	2801,5
275	5942,0	0,0013168	0,033	1210,1	2785,0
300	8581,0	0,0010436	0,022	1344,0	2749,0

Referencia: Resumido de Keenan y col. (1969).

Tabla B.8. Propiedades del Vapor Saturado y del Agua (Unidades Inglesas)

Temperatura (°F)	Presión de vapor (lb/pug ² abs)	Volumen específico (pie ³ /lb _m)		Entalpía (btu/lb _m)	
		Líquido	Vapor saturado	Líquido	Vapor saturado
32	0,0887	0,016022	3302,0	0,0000	1075,4
35	0,0999	0,016021	2948,0	3,0000	1076,7
40	0,1217	0,016020	2445,0	8,0200	1078,9
45	0,1475	0,016021	2037,0	13,040	1081,1
50	0,1780	0,016024	1704,2	18,060	1083,3
55	0,2140	0,016029	1431,4	23,070	1085,5
60	0,2563	0,016035	1206,9	28,080	1087,7
65	0,3057	0,016042	1021,5	33,090	1089,9
70	0,3622	0,016051	867,70	38,090	1092,0
75	0,4300	0,016061	739,70	43,090	1094,2
80	0,5073	0,016073	632,80	48,090	1096,4
85	0,5964	0,016085	543,10	53,080	1098,6
90	0,6988	0,016099	467,70	58,070	1100,7
95	0,8162	0,016144	404,00	63,060	1102,9
100	0,9503	0,016130	350,00	68,050	1105,0
110	1,2763	0,016166	265,10	78,020	1109,3
120	1,6945	0,016205	203,00	88,000	1113,5
130	2,2250	0,016247	157,17	97,980	1117,8
140	2,8920	0,016293	122,88	107,96	1121,9
150	3,7220	0,016343	96,990	117,96	1126,1
160	4,7450	0,016395	77,230	127,96	1130,1
170	5,9960	0,016450	62,020	137,97	1134,2
180	7,5150	0,016509	50,200	147,99	1138,2
190	9,3430	0,016570	40,950	158,03	1142,1
200	11,529	0,016634	33,630	168,07	1145,9
210	14,125	0,016702	27,820	178,14	1149,7
212	14,698	0,016716	26,800	180,16	1150,5
220	17,188	0,016772	23,150	188,22	1153,5
230	20,780	0,016845	19,386	198,32	1157,1
240	24,970	0,016922	16,327	208,44	1160,7
250	29,820	0,017001	13,826	218,59	1164,2
260	35,420	0,017084	11,768	228,76	1167,6
270	41,850	0,017170	10,066	238,95	1170,9
280	49,180	0,017259	8,6500	249,18	1174,1
290	57,330	0,017352	7,4670	259,44	1177,2
300	66,980	0,017448	6,4720	269,73	1180,2
310	77,640	0,017548	5,6320	280,06	1183,0
320	89,600	0,017652	4,9190	290,43	1185,8
330	103,00	0,017760	4,3120	300,84	1188,4
340	117,93	0,017872	3,7920	311,30	1190,8
350	134,53	0,017988	3,3460	321,80	1193,1
360	152,92	0,018108	2,9610	332,35	1195,2
370	173,23	0,018233	2,6280	342,96	1197,2
380	195,60	0,018363	2,3390	353,62	1199,0
390	220,20	0,018498	2,0870	364,34	1200,6
400	247,10	0,018638	1,8661	375,12	1202,0
410	276,50	0,018784	1,6726	385,97	1203,1
450	422,10	0,019433	1,1011	430,20	1205,6

Referencia: Resumido de Keenan y col. (1969).

Tabla B.9. Propiedades del Vapor Sobrecalentado (Tablas de Vapor), Unidades SI (v, Volumen Específico, m³/kg; H, Entalpía, kJ/kg; s, Entropía, kJ/kg.K)

P (kPa) (Temp. Sat. °C)		Temperatura (°C)							
		100	150	200	250	300	360	420	500
10 (45,81)	v	17,196	19,512	21,825	24,136	26,445	29,216	31,986	35,679
	H	2687,5	2783,0	2879,5	2977,3	3076,5	3197,6	3320,9	3489,1
	s	8,4479	8,6882	8,9038	9,1002	9,2813	9,4821	9,6682	9,8978
50 (81,33)	v	3,4180	3,8890	4,356	4,8200	5,284	5,8390	6,3940	7,1340
	H	2682,5	2780,1	2877,7	2976,0	3075,5	3196,8	3320,4	3488,7
	s	7,6947	7,9401	8,1580	8,3556	8,5373	8,7385	8,9249	9,1546
75 (91,78)	v	2,2700	2,5870	2,900	3,2110	3,520	3,8910	4,2620	4,7550
	H	2679,4	2778,2	2876,5	2975,2	3074,9	3196,4	3320,0	3488,4
	s	7,5009	7,7496	7,9690	8,1673	8,3493	8,5508	8,7374	8,9672
100 (99,63)	v	1,6958	1,9364	2,172	2,4060	2,639	2,9170	3,1950	3,5650
	H	2676,2	2776,4	2875,3	2974,3	3074,3	3195,9	3319,6	3488,1
	s	7,3614	7,6134	7,8343	8,0333	8,2158	8,4175	8,6042	8,8342
150 (111,37)	v		1,2853	1,4443	1,6012	1,7570	1,9432	2,1290	2,3760
	H		2772,6	2872,9	2972,7	3073,1	3195,0	3318,9	3487,6
	s		7,4193	7,6433	7,8438	8,0720	8,2293	8,4163	8,6466
400 (143,63)	v		0,4708	0,5342	0,5951	0,6548	0,7257	0,7960	0,8893
	H		2752,8	2860,5	2964,2	3066,8	3190,3	3315,3	3484,9
	s		6,9299	7,1706	7,3789	7,5662	7,7712	7,9598	8,1913
700 (164,97)	v			0,2999	0,3363	0,3714	0,4126	0,4533	0,5070
	H			2844,8	2953,6	3059,1	3184,7	3310,9	3481,7
	s			6,8865	7,1053	7,2979	7,5063	7,6968	7,9299
1000 (179,91)	v			0,2060	0,2327	0,2579	0,2873	0,3162	0,3541
	H			2827,9	2942,6	3051,2	3178,9	3306,5	3478,5
	s			6,6940	6,9247	7,1229	7,3349	7,5275	7,7622
1500 (198,32)	v			0,13248	0,15195	0,1697	0,1899	0,2095	0,2352
	H			2796,8	2923,3	3037,6	3169,2	3299,1	3473,1
	s			6,4546	6,7090	6,9179	7,1363	7,3323	7,5698
2000 (212,42)	v				0,1114	0,1255	0,1411	0,1562	0,1757
	H				2902,5	3023,5	3159,3	3291,6	3467,6
	s				6,5453	6,7664	6,9917	7,1915	7,4317
2500 (223,99)	v				0,0870	0,0989	0,1119	0,1241	0,1399
	H				2880,1	3008,8	3149,1	3284,0	3462,1
	s				6,4085	6,6438	6,8767	7,0803	7,3234
3000 (233,90)	v				0,0706	0,0811	0,0923	0,1028	0,1162
	H				2855,8	2993,5	3138,7	3276,3	3456,5
	s				6,2872	6,5390	6,7801	6,9878	7,2338

Referencia: Resumido de Keenan y col. (1969).

Tabla B.10. Propiedades del Vapor Sobrecalentado (Tablas de Vapor), Unidades Inglesas (v, Volumen Especifico, pie³/lb_m; H, Entalpía, btu/lb_m; s, Entropía, btu/lb_m.°R)

P (lb/plg ² abs) (Temp. Sat. °F)		Temperatura (°F)							
		200	300	400	500	600	700	800	900
1,0 (101,70)	v	392,50	452,30	511,90	571,50	631,10	690,70	750,30	809,90
	H	1150,1	1195,7	1241,8	1288,5	1336,10	1384,5	1433,7	1483,8
	s	2,0508	2,1150	2,1720	2,2235	2,2706	2,3142	2,3550	2,3932
5,0 (162,21)	v	78,150	90,240	102,24	114,20	126,15	138,08	150,01	161,94
	H	1148,6	1194,8	1241,2	1288,2	1335,8	1384,3	1433,5	1483,7
	s	1,8715	1,9367	1,9941	2,0458	2,0930	2,1367	2,1775	2,2158
10,0 (193,19)	v	38,850	44,990	51,030	57,040	63,030	69,010	74,980	80,950
	H	1146,6	1193,7	1240,5	1287,7	1335,5	1384,0	1433,3	1483,5
	s	1,7927	1,8592	1,9171	1,9690	2,0164	2,0601	2,1009	2,1393
14,696 (212,0)	v		30,520	34,670	38,770	42,860	46,930	51,000	55,070
	H		1192,6	1239,9	1287,3	1335,2	1383,8	1433,1	1483,4
	s		1,8157	1,8741	1,9263	1,9737	2,0175	2,0584	2,0967
20,0 (227,96)	v		22,360	25,430	28,460	31,470	34,770	37,460	40,450
	H		1191,5	1239,2	1286,8	1334,8	1383,5	1432,9	1483,2
	s		1,7805	1,8395	1,8919	1,9395	1,9834	2,0243	2,0627
60,0 (292,73)	v		7,260	8,3530	9,3990	10,425	11,440	12,448	13,452
	H		1181,9	1235,5	1283,0	1332,1	1381,4	1431,2	1481,8
	s		1,6496	1,7134	1,7678	1,8165	1,8609	1,9022	1,9408
100,0 (327,86)	v			4,9340	5,5870	6,2160	6,8340	7,4450	8,0530
	H			1227,5	1279,1	1329,3	1379,2	1429,6	1480,5
	s			1,6517	1,7085	1,7582	1,8033	1,8449	1,8838
150,0 (358,48)	v			3,2210	3,6790	4,1110	4,5310	4,9440	5,353
	H			1219,5	1274,1	1325,7	1376,6	1427,5	1478,8
	s			1,5997	1,6598	1,7110	1,7568	1,7989	1,8381
200,0 (381,86)	v			2,3610	2,7240	3,0580	3,3790	3,6930	4,0030
	H			1210,8	1268,8	1322,1	1373,8	1425,3	1477,1
	s			1,5600	1,6239	1,6767	1,7234	1,7660	1,8055
250,0 (401,04)	v				2,1500	2,4260	2,6880	2,9430	3,1930
	H				1263,3	1318,3	1371,1	1423,2	1475,3
	s				1,5948	1,6494	1,6970	1,7401	1,7799
300,0 (417,43)	v				1,7660	2,004	2,2270	2,4420	2,6530
	H				1257,5	1314,5	1368,3	1421,0	1473,6
	s				1,5701	1,6266	1,6751	1,7187	1,7589
400,0 (444,70)	v				1,2843	1,4760	1,6503	1,8163	1,9776
	H				1245,2	1306,6	1362,5	1416,6	1470,1
	s				1,5282	1,5892	1,6397	1,6884	1,7252

Referencia: Resumido de Keenan y col. (1969).

Tabla B.11. Propiedades de Transferencia de Calor del Agua Líquida (Unidades Inglesas)

T (°F)	ρ lb/pie ³	Cp Btu/lb.°F	$\mu \times 10^3$ lb/pie.s	k btu/h.pie.°F	Pr	$\beta \times 10^4$ (1/°R)	$(g\beta\rho^2/\mu^2) \times 10^{-6}$ (1/°R.pie ³)
32	62,4	1,010	1,200	0,329	13,3	-0,35	
60	62,3	1,000	0,760	0,340	8,07	0,80	17,2
80	62,2	0,999	0,578	0,353	5,89	1,30	48,3
100	62,1	0,999	0,458	0,363	4,51	1,80	107
150	61,3	1,000	0,290	0,383	2,72	2,80	403
200	60,1	1,010	0,206	0,393	1,91	3,70	1010
250	58,9	1,020	0,160	0,395	1,49	4,70	2045
300	57,3	1,030	0,130	0,395	1,22	5,60	3510
400	53,6	1,080	0,093	0,382	0,95	7,80	8350
500	49,0	1,190	0,070	0,349	0,86	11,0	17350
600	42,4	1,510	0,058	0,293	1,07	17,5	30300

Tabla B.12. Propiedades de Transferencia de Calor del Agua Líquida (Unidades SI)

T (°C)	ρ kg/m ³	Cp kJ/kg.K	$\mu \times 10^3$ kg/m.s	k W/m.K	Pr	$\beta \times 10^4$ (1/K)	$(g\beta\rho^2/\mu^2) \times 10^{-6}$ (1/K.m ³)
0	999,6	4,229	1,786	0,5694	13,3	-0,630	
15,6	998,0	4,187	1,131	0,5884	8,07	1,440	10,93
26,7	996,4	4,183	0,860	0,6109	5,89	2,340	30,70
37,8	994,7	4,183	0,682	0,6283	4,51	3,240	68,00
65,6	981,9	4,187	0,432	0,6629	2,72	5,040	256,2
93,3	962,7	4,229	0,307	0,6802	1,91	6,660	642,0
121,1	943,5	4,271	0,238	0,6836	1,49	8,460	1300
148,9	917,9	4,312	0,194	0,6836	1,22	10,08	2231
204,4	858,6	4,522	0,138	0,6611	0,95	14,04	5308
260,0	784,9	4,982	0,104	0,6040	0,86	19,80	11030
315,6	679,2	4,322	0,086	0,5071	1,07	31,50	19260

Adaptado de Geankoplis (2000).

Tabla B.13. Propiedades de Transferencia de Calor del Vapor de Agua a 101,32 kpa (1 atm-abs)
(Unidades Inglesas)

T (°F)	ρ (lb/pie ³)	Cp (btu/lb.°F)	$\mu \times 10^3$ (lb/pie.s)	k (btu/h.pie.°F)	P_r	$\beta \times 10^4$ (1/°R)	$(g\beta\rho^2/\mu^2)$ (1/°R.pie ³)
212	0,0372	0,451	0,870	0,0145	0,96	1,49	0,877x10 ⁶
300	0,0328	0,456	1,000	0,0171	0,95	1,32	0,459x10 ⁶
400	0,0288	0,462	1,130	0,0200	0,94	1,16	0,243x10 ⁶
500	0,0258	0,470	1,265	0,0228	0,94	1,04	0,139x10 ⁶
600	0,0233	0,477	1,420	0,0257	0,94	0,94	82,00x10 ³
700	0,0213	0,485	1,555	0,0288	0,93	0,86	52,10x10 ³
800	0,0196	0,494	1,700	0,0321	0,92	0,79	34,00x10 ³

Tabla B.14. Propiedades de Transferencia de Calor del Vapor de Agua a 101,32 kpa (1 atm-abs)
(Unidades SI)

T (°F)	ρ (lb/pie ³)	Cp (btu/lb.°F)	$\mu \times 10^3$ (lb/pie.s)	k (btu/h.pie.°F)	P_r	$\beta \times 10^4$ (1/°R)	$(g\beta\rho^2/\mu^2)$ (1/°R.pie ³)
100,0	0,596	1,888	1,295	0,02510	0,96	2,68	0,557x10 ⁸
148,9	0,525	1,909	1,488	0,02960	0,95	2,38	0,292x10 ⁸
204,4	0,461	1,934	1,682	0,03462	0,94	2,09	0,154x10 ⁸
260,0	0,413	1,968	1,883	0,03946	0,94	1,87	0,088x10 ⁸
315,6	0,373	1,997	2,113	0,04448	0,94	1,70	52,10x10 ⁵
371,1	0,341	2,030	2,314	0,04985	0,93	1,55	33,10x10 ⁵
426,7	0,314	2,068	2,529	0,05556	0,92	1,43	21,60x10 ⁵

Adaptado de Geankoplis (2000).

APÉNDICE C

Propiedades Físicas del Aire y Gases Comunes

Tabla C.1. Propiedades Físicas del Aire a 101,32 kPa (1 atm-abs) (Unidades Inglesas)

T (°F)	ρ (lb/pie ³)	Cp (btu/lb.°F)	μ (centipoise)	k (btu/h.pie.°F)	P _r	$\beta \times 10^4$ (1/°R)	$(g\beta\rho^2/\mu^2)$ (1/°R.pie ³)
0	0,0861	0,240	0,0162	0,0130	0,720	2,18	4,390x10 ⁶
32	0,0807	0,240	0,0172	0,0140	0,715	2,03	3,210x10 ⁶
50	0,0778	0,240	0,0178	0,0144	0,713	1,96	2,700x10 ⁶
100	0,0710	0,240	0,0190	0,0156	0,705	1,79	1,760x10 ⁶
150	0,0651	0,241	0,0203	0,0169	0,702	1,64	1,220x10 ⁶
200	0,0602	0,241	0,0215	0,0180	0,694	1,52	0,840x10 ⁶
250	0,0559	0,242	0,0227	0,0192	0,692	1,41	0,607x10 ⁶
300	0,0523	0,243	0,0237	0,0204	0,689	1,32	0,454x10 ⁶
350	0,0490	0,244	0,0250	0,0215	0,687	1,23	0,336x10 ⁶
400	0,0462	0,245	0,0260	0,0225	0,686	1,16	0,264x10 ⁶
450	0,0437	0,246	0,0271	0,0236	0,674	1,10	0,204x10 ⁶
500	0,0413	0,247	0,0280	0,0246	0,680	1,04	0,163x10 ⁶

Tabla C.2. Propiedades Físicas del Aire a 101,32 kPa (1 atm-abs) (SI)

T (°C)	ρ (kg/m ³)	Cp (kJ/kg.K)	$\mu \times 10^5$ (kg/m.s)	k (W/m.K)	P _r	$\beta \times 10^3$ (1/K)	$(g\beta\rho^2/\mu^2)$ (1/K.m ³)
-17,8	1,379	1,0048	1,62	0,02250	0,720	3,92	2,790x10 ⁸
0,000	1,293	1,0048	1,72	0,02423	0,715	3,65	2,040x10 ⁸
10,00	1,246	1,0048	1,78	0,02492	0,713	3,53	1,720x10 ⁸
37,80	1,137	1,0048	1,90	0,02700	0,705	3,22	1,120x10 ⁸
65,60	1,043	1,0090	2,03	0,02925	0,702	2,95	0,775x10 ⁸
93,30	0,964	1,0090	2,15	0,03115	0,694	2,74	0,534x10 ⁸
121,1	0,895	1,0132	2,27	0,03323	0,692	2,54	0,386x10 ⁸
148,9	0,838	1,0174	2,37	0,03531	0,689	2,38	0,289x10 ⁸
176,7	0,785	1,0216	2,50	0,03721	0,687	2,21	0,214x10 ⁸
204,4	0,740	1,0258	2,60	0,03894	0,686	2,09	0,168x10 ⁸
232,2	0,700	1,0300	2,71	0,04084	0,674	1,98	0,130x10 ⁸
260,0	0,662	1,0341	2,80	0,04258	0,680	1,87	0,104x10 ⁸

Adaptado de Geankoplis (2000).

Tabla C.3. Viscosidades de Gases a 101,325 kPa (1 atm-abs). Viscosidades en (Pa.seg) 10^3 , (kg / m . seg) 10^3 o cp

Temperatura			H ₂	O ₂	N ₂	CO	CO ₂
K	°F	°C					
255,4	0	-17,8	0,0080	0,0181	0,0158	0,0156	0,0128
273,2	32	0,000	0,0084	0,0192	0,0166	0,0165	0,0137
283,2	50	10,00	0,0086	0,0197	0,0171	0,0169	0,0141
311,0	100	37,80	0,0092	0,0213	0,0183	0,0183	0,0154
388,8	150	65,60	0,0096	0,0228	0,0196	0,0195	0,0167
366,5	200	93,30	0,0101	0,0241	0,0208	0,0208	0,0179
394,3	250	121,1	0,0106	0,0256	0,0220	0,0220	0,0191
422,1	300	148,9	0,0111	0,0267	0,0230	0,0231	0,0203
449,9	350	176,7	0,0115	0,0282	0,0240	0,0242	0,0215
477,6	400	204,4	0,0119	0,0293	0,0250	0,0251	0,0225
505,4	450	232,2	0,0124	0,0307	0,0260	0,0264	0,0236
533,2	500	260,0	0,0128	0,0315	0,0273	0,0276	0,0247

Tabla C.4. Conductividad Térmica (K) de Gases a 101,325 kPa (1 atm-abs) (SI)

Temperatura		K (W / m.K)				
K	°C	H ₂	O ₂	N ₂	CO	CO ₂
255,4	-17,8	0,1592	0,0228	0,0228	0,0222	0,0132
273,2	0,000	0,1667	0,0246	0,0239	0,0233	0,0145
283,2	10,00	0,1720	0,0253	0,0248	0,0239	0,0152
311,0	37,80	0,1852	0,0277	0,0267	0,0260	0,0173
388,8	65,60	0,1990	0,0299	0,0287	0,0279	0,0190
366,5	93,30	0,2111	0,0320	0,0303	0,0296	0,0216
394,3	121,1	0,2233	0,0343	0,0329	0,0318	0,0239
422,1	148,9	0,2353	0,0363	0,0348	0,0338	0,0260
449,9	176,7	0,2458	0,0382	0,0365	0,0355	0,0286
477,6	204,4	0,2579	0,0398	0,0382	0,0369	0,0308
505,4	232,2	0,2683	0,0422	0,0400	0,0384	0,0334
533,2	260,0	0,2786	0,0438	0,0419	0,0407	0,0355

Adaptado de Geankoplis (2000).

**Tabla C.5. Conductividad Térmica (K) de Gases a 101,325 kPa (1 atm-abs)
(Unidades Inglesas)**

Temperatura °F	K (btu/h.pie.°F)				
	H ₂	O ₂	N ₂	CO	CO ₂
0	0,0920	0,0132	0,0132	0,0128	0,0076
32	0,0963	0,0142	0,0138	0,0135	0,0084
50	0,0994	0,0146	0,0143	0,0138	0,0088
100	0,1070	0,0160	0,0154	0,0150	0,0100
150	0,1150	0,0173	0,0166	0,0161	0,0110
200	0,1220	0,0185	0,0175	0,0171	0,0125
250	0,1290	0,0198	0,0190	0,0184	0,0138
300	0,1360	0,0210	0,0201	0,0195	0,0150
350	0,1420	0,0221	0,0211	0,0205	0,0165
400	0,1490	0,0230	0,0221	0,0213	0,0178
450	0,1550	0,0244	0,0231	0,0222	0,0193
500	0,1610	0,0253	0,0242	0,0235	0,0205

Tabla C.6. Capacidad Calorífica (Cp) de Gases a Presión Constante 101,325 kPa (1 atm-abs) (Unidades Inglesas)

Temperatura °F	Cp (btu/lb _m .°F)				
	H ₂	O ₂	N ₂	CO	CO ₂
0	3,36	0,217	0,247	0,247	0,191
32	3,39	0,218	0,248	0,248	0,195
50	3,39	0,219	0,248	0,248	0,197
100	3,42	0,220	0,248	0,249	0,204
150	3,43	0,221	0,248	0,249	0,211
200	3,44	0,222	0,249	0,250	0,216
250	3,45	0,224	0,249	0,250	0,222
300	3,46	0,226	0,250	0,251	0,227
350	3,46	0,228	0,250	0,252	0,233
400	3,46	0,230	0,251	0,253	0,238
450	3,47	0,232	0,252	0,255	0,243
500	3,47	0,233	0,253	0,255	0,246

Adaptado de: Hayes (1992)

Tabla C.7. Propiedades termodinámicas de gases comunes en condiciones estándar de temperatura y presión (STP)* (Sistema Internacional)

<i>Gas</i>	<i>Símbolo químico</i>	<i>R</i> (J/kg.K)	<i>Cp</i> (J/kg.K)	<i>Cv</i> (J/kg.K)	<i>k</i>
Aire	---	286,9	1.004	717,4	1,40
Dióxido de carbono	CO ₂	188,9	840,4	651,4	1,28
Monóxido de carbono	CO	296,8	1.039	742,1	1,40
Helio	He	2.077	5.225	3.147	1,66
Hidrógeno	H ₂	4.124	14.180	10.060	1,41
Metano	NH ₄	518,3	2.190	1.672	1,31
Nitrógeno	N ₂	296,8	1.039	742,0	1,40
Oxígeno	O ₂	259,8	909,4	649,6	1,40
Vapor de agua	H ₂ O	461,4	~ 2.000	~ 1.540	~ 1,30

Tabla C.8. Propiedades termodinámicas de gases comunes en condiciones estándar de temperatura y presión (STP)* (Sistema Inglés)

<i>Gas</i>	<i>Símbolo químico</i>	<i>R**</i> $\left(\frac{pie \cdot lb_f}{lb_m \cdot R}\right)$	<i>Cp</i> $\left(\frac{Btu}{lb_m \cdot R}\right)$	<i>Cv</i> $\left(\frac{Btu}{lb_m \cdot R}\right)$	<i>k</i>
Aire	---	53,33	0,2399	0,1713	1,40
Dióxido de carbono	CO ₂	35,11	0,2007	0,1556	1,28
Monóxido de carbono	CO	55,17	0,2481	0,1772	1,40
Helio	He	386,1	1,248	0,7517	1,66
Hidrógeno	H ₂	766,5	3,388	2,402	1,41
Metano	NH ₄	96,32	0,5231	0,3993	1,31
Nitrógeno	N ₂	55,16	0,2481	0,1772	1,40
Oxígeno	O ₂	48,29	0,2172	0,1551	1,40
Vapor de agua	H ₂ O	85,78	~ 0,478	~ 1,540	~ 0,368

* T = 15 °C (59 °F) y P = 101,325 kPa-abs (14,696 psia).

** R = R₀/PM; R₀ = 8314,3 J/kgmol.K (1545,3 pies.lb_f/lbmol.R; 1 Btu = 778,2 pies.lb_f).

Fuente: Fox y col. (2006)

APÉNDICE D

Propiedades Térmicas de materiales

Tabla D.1. Conductividades Térmicas de Materiales de Construcción y de Aislamiento

Material	ρ (kg/m ³)	T ¹ (°C)	K (W/m.K)		
Adobe	1600		0,950		
Aislante (laminado fibra)	237	21	0,048		
Algodón	80,1		0,055 (0 °C)	0,061 (37,8 °C)	0,068 (93,3 °C)
Arcilla (4% de H ₂ O)	1666	4,5	0,570		
Arena (4% de H ₂ O)	1826	4,5	1,510		
Arena (10% de H ₂ O)	1922	4,5	2,16		
Asbesto	577		0,151 (0 °C)	0,168 (37,8 °C)	0,190 (93,3 °C)
Asbesto laminado	889	51	0,166		
Bloque agregado concreto			0,901		
Bloque arcilla hueco ²			1,280		
Cartón-yeso	900		0,180		
Caucho duro	1198	0	0,151		
Concreto, 1:4 seco			0,762		
Corcho prensado ³	160,2	30	0,043		
Fieltro de lana	330	30	0,052		
Friso de concreto ²			2,090		
Grava	1700		1,210		
Hielo	921	0	2,250		
Ladrillo construcción		20	0,690		
Ladrillo refractario			1,00 (200 °C)	1,47 (600 °C)	1,64 (1.000 °C)
Lana	110,5	30	0,036		
Lana de fibra de vidrio	64,1	30	0,031 (-6,7 °C)	0,041 (37,8 °C)	
Lana de fibra mineral	192		0,032 (-6,7 °C)	0,039 (37,8 °C)	0,049 (93,3 °C)
Magnesia, 85%	271		0,068 (38 °C)	0,071 (93,3 °C)	0,08 (204,4 °C)
Papel			0,130		
Piedra arenisca	2243	40	1,830		
Pino	545	15	0,151		
Pintura bituminosa	1200		0,200		
Placa de concreto			1,731		
Poliuretano expandido ³	40	20-25	0,024		
Roble	825	15	0,208		
Vidrio de ventana			0,52 - 1,06		

¹ A temperatura ambiente cuando no se especifica lo contrario.

Fuente: Geankoplis (2000), ²Espinoza y col. (2006), Melgarejo (1992)

Tabla D.2. Conductividades Térmicas, Densidades y Capacidades Caloríficas de Metales.

Material	T (°C)	ρ (kg/m³)	Cp (kJ/kg.K)	Conductividad Térmica (K) (W/m.K)		
Aluminio	20	2.707	0,896	202 (0 °C)	206 (100 °C)	215 (200 °C)
				230 (300 °C)		
Latón (70-30)	20	8.522	0,385	97 (0 °C)	104 (100 °C)	109 (200 °C)
Hierro fundido	20	7.593	0,465	55 (0 °C)	52 (100 °C)	48 (200 °C)
Cobre	20	8.954	0,383	388 (0 °C)	377 (100 °C)	372 (200 °C)
Plomo	20	1.137	0,130	35 (0 °C)	33 (100 °C)	31 (200 °C)
Acero 1% C	20	7.801	0,473	45,3 (0 °C)	45 (100 °C)	45 (200 °C)
				43 (300 °C)		
Inoxidable 308	20	7.849	0,461	15,2 (100 °C)	21,6 (500 °C)	
Inoxidable 304	0	7.817	0,461	13,8 (0 °C)	16,3 (100 °C)	18,9 (300 °C)
Estaño	20	7.304	0,227	62 (0 °C)	59 (100 °C)	57 (200 °C)

Fuente: Geankoplis (2000).

APÉNDICE E

Propiedades de Tuberías y Ductos

Tabla E.1. Dimensiones de Tuberías Estándar de Acero

Tamaño nominal de la tubería (pulg.)	Diámetro externo (pulg.)	N° de lista	Espesor de la pared (pulg.)	Diámetro interno (pulg.)
1/8	0,405	40	0,068	0,269
		80	0,095	0,215
1/4	0,540	40	0,088	0,364
		80	0,119	0,302
3/8	0,675	40	0,091	0,493
		80	0,126	0,423
1/2	0,840	40	0,109	0,622
		80	0,147	0,546
3/4	1,050	40	0,113	0,824
		80	0,154	0,742
1	1,315	40	0,133	1,049
		80	0,179	0,957
1 1/4	1,660	40	0,140	1,380
		80	0,191	1,278
1 1/2	1,900	40	0,145	1,610
		80	0,200	1,500
2	2,375	40	0,154	2,067
		80	0,218	1,939
2 1/2	2,875	40	0,203	2,469
		80	0,276	2,323
3	3,500	40	0,216	3,068
		80	0,300	2,900
3 1/2	4,000	40	0,226	3,548
		80	0,318	3,364
4	4,500	40	0,237	4,026
		80	0,337	3,826
5	5,563	40	0,258	5,047
		80	0,375	4,813
6	6,625	40	0,280	6,065
		80	0,432	5,761
8	8,625	40	0,322	7,981
		80	0,500	7,625

Tabla E.2. Dimensiones de Tubos de Acero Inoxidable

Diámetro nominal (pulg.)	Diámetro interno (pulg./m)	Diámetro externo (pulg./m)
1,0	0,902 / 0,02291	1,00 / 0,0254
1,5	1,402 / 0,03561	1,50 / 0,0381
2,0	1,870 / 0,04749	2,00 / 0,0508
2,5	2,370 / 0,06019	2,50 / 0,0635
3,0	2,870 / 0,07289	3,00 / 0,0762
4,0	3,834 / 0,09739	4,00 / 0,1016

Fuente: Corzo (1993).

APÉNDICE G

Propiedades Físicas de Productos Alimenticios

Tabla G.1. Calor de reacción de frutas y vegetales.

FRUTAS			VEGETALES		
Artículos	T (°F)	Btu/h.lb	Artículos	T (°F)	Btu/h.lb
Manzanas	32	0,018	Espárragos Frijoles, Habas	32	0,015
	40	0,030		40	0,170
	60	0,120		32	0,170
		40		0,820	
Damascos	32	0,023	Habichuelas	32	0,099
	40	0,036		40	0,140
	60	0,170		60	0,470
Plátanos -Colgados -Madurándose -Enfriándose	54	0,069	Betabel	32	0,055
	68	0,190		40	0,085
	70-56	0,500		60	0,150
Avisón	36	0,115	Calabaza	32	0,059
	40	0,345		40	0,095
				60	0,280
Cerezas	32	0,032	Coliflor	32	0,059
	60	0,250		60	0,280
Arándanos	32	0,014	Zanahorias	32	0,045
	40	0,019		40	0,073
	50	0,036		60	0,170
Dátiles frescos	32	0,014	Apio	32	0,059
	40	0,019		40	0,095
	50	0,036		60	0,280
Toronjas	32	0,010	Pepino	32	0,028
	40	0,022		40	0,041
	60	0,058		60	0,175
Uvas	32	0,008	Lechuga	32	0,240
	40	0,014		40	0,330
	60	0,050		60	0,960
Limonos	32	0,012	Melones	32	0,028
	40	0,017		40	0,041
	60	0,062		60	0,175
Naranjas	32	0,017	Maíz dulce	32	0,035
	40	0,029		40	0,170
	60	0,104	Hongos	32	0,130
Duraznos	32	0,023	Cebollas	32	0,018
	40	0,036		40	0,039
	60	0,170		60	0,075
Peras	32	0,016	Patatas	32	0,014
	60	0,230		40	0,030
Ciruelas	32	0,032		70	0,060
	60	0,250	Tomates -Verdes -Maduros	60	0,130
Membrillos	32	0,018		40	0,027
	40	0,030		Pimientos	32
	60	0,120	60		0,180
Fresas	32	0,068	Espinacas	40	0,200
	40	0,120	Vainas	32	0,170
	60	0,360			

Tabla G.2. Propiedades físicas de algunas frutas

FRUTA	HUMEDAD %	TEMPERATURA CONGELACIÓN (T _c °F)	CALOR ESPECÍFICO (Btu/lb.°F)		CALOR LATENTE (Btu/lb)
			T > T _c	T < T _c	
Manzanas	84	28,9	0,89	0,43	122
Damascos	85	28,1	0,92	0,50	122
Aguacates	94	27,2	0,91	0,49	136
Plátanos	75	26-30	0,80		108
Aviñón	84	28-30	0,90	0,49	120
Arándanos	88	27,3	0,91	0,47	122
Dátiles (curados)	18	-4	0,35		26
Frutas secas	30		0,47	0,32	30
Higos (frescos)	90	28,3	0,71	0,44	116
Uvas	79	24,3	0,85	0,59	112
Toronjas	88	28,4	0,91	0,49	128
Limones	88	28,1	0,91	0,49	126
Naranjas	81	28,0	0,91	0,44	125
Duraznos	90	29,2	0,91	0,41	125
Peras	84	27-28	0,91	0,49	122
Piñas	88	29,9	0,90	0,50	128
Ciruelas	80	28,0	0,88	0,48	116
Membrillos	85	28,0	0,90	0,49	122
mango	82	30,4	0,85	0,44	117

Fuente: Dossat (1980)

Tabla G.3. Propiedades físicas de algunos vegetales

VEGETALES	HUMEDAD %	TEMPERATURA CONGELACIÓN (T _c °F)	CALOR ESPECÍFICO (Btu/lb.°F)		CALOR LATENTE (Btu/lb)
			T > T _c	T < T _c	
Espárragos	94	29,8	0,91	0,49	135
Habichuelas	83	29,7	0,87	0,47	119
Frijoles	94	68,5	0,78	0,36	99
Habas	69	28,4	0,90	0,48	99
Betabel	90	26,9	0,90	0,48	129
Brócoli	93	29,2	0,90	0,48	135
Bretones	95	31,0	0,91	0,49	136
Calabaza	92	31,2	0,93	0,47	132
Zanahorias	88	31,0	0,86	0,45	126
Coliflor	93	30,1	0,90	0,46	133
Apio	95	29,7	0,91	0,46	136
Maíz (verde)	76	28,9	0,86	0,38	108
Pepino	96	30,5	0,93	0,48	137
Escarola	89	30,9	0,90	0,46	136
Lechuga	89	31,2	0,90	0,46	136
Melones	85	29,0	0,91	0,46	115
Sandías	85	29,0	0,91	0,46	115
Cantalopes	89	29,0	0,91	0,47	128
Cebollas	89	30,1	0,91	0,51	130
Chirivia	83	28,9	0,86	0,44	119
Vainas (verdes)	80	28,9	0,82	0,45	107
Patatas	79	28,9	0,86	0,47	113
Col (fermentada)	89	26,0	0,92	0,52	128
Espinacas	90	30,3	0,92	0,51	129
Camotes	78	28,5	0,86	0,42	102
Tomates (verdes)	95	30,6	0,92	0,46	132
Nabos	90	30,5	0,90	0,45	128
Vegetales (mixtos)	90	30,0	0,90	0,45	130

Fuente: Dossat (1980)

Tabla G.4. Propiedades físicas de carnes, leche, huevos y derivados

VEGETALES	TEMPERATURA CONGELACIÓN (T _c °F)	CALOR ESPECÍFICO (Btu/lb.°F)		CALOR LATENTE (Btu/lb)
		T > T _c	T < T _c	
Aves, congeladas, evisceradas			0,42	--
Aves frescas	30,9	0,82	0,43	111
Carne de res fresca	25-29	0,70-0,84	0,38-0,43	89-110
Conejo congelado	30,70	0,95	0,48	134
Conejo fresco	28,40	0,88	0,45	122
Cordero fresco	28-29	0,68-0,76	0,38-0,51	86-100
Embutido ahumado	--	0,68	0,38	86
Hígado congelado	--	--	0,41	100
Hongo champignon	28	0,73	0,40	90
Huevo entero	30,1	0,90	0,46	133
Huevo entero congelado		--	0,42	106
Huevo entero deshidratado	--	0,22	0,21	4
Jamón y pernil curado	--	0,52	0,32	57
Jamón y pernil fresco	28-29	0,63	0,34	6
Leche condensada azucarada	--	0,42	--	40
Leche en polvo descremada	--	0,22	--	4
Leche en polvo entera	--	0,22	--	4
Leche pasteurizada entera	31	0,90	0,46	125
Mariscos congelados	--	--	0,44	113
Mariscos frescos	28	0,83	--	113-125
Pescado ahumado	--	0,70	0,39	92
Pescado congelado	--	--	0,38	89
Pescado curado	--	0,76	0,41	100
Pescado fresco	28	--	0,70	89
Pescado salado	--	0,76	0,41	100
Puerco congelado	--	--	0,30	--
Puerco fresco	28	0,46	--	46
Ternera congelada	--	--	--	--
Ternera fresca	28	0,71	0,39	92

Fuente: Dossat (1980)

Tabla G.5. Propiedades físicas de productos y materiales varios

VEGETALES	TEMPERATURA CONGELACIÓN (T _c °F)	CALOR ESPECÍFICO (Btu/lb.°F)		CALOR LATENTE (Btu/lb)
		T > T _c	T < T _c	
Azúcar	--	0,48	0,31	51
Botellas, latas	28	0,92	--	129
Cartón corrugado(embalaje)	--	0,30	--	--
Cartón-yeso	--	0,11	--	--
Caucho	--	0,49	--	--
Cerveza barril	28	0,92	--	129
Chocolate	95-85	0,30	0,55	40
Levadura comprimida panadería	--	0,77	0,41	102
Madera de pino	--	0,67	--	--
Mantequilla	-4 a 31	0,50	0,25	23
Margarina	--	0,38	0,25	22
Miel	--	0,35	0,26	26
Pan	16 a 20	0,70	0,34	46-53
Papel	--	0,33	--	--
Pintura (bituminosa)	--	0,12	--	--
Poliuretano (expandido)	--	0,01	--	--
Tabaco, cigarrillos	25,0	--	--	--

Fuente: Dossat (1991)

APÉNDICE H

Factores de Enfriamiento

Tabla H.1. Factores de Enfriamiento Inicial de Algunos Alimentos Seleccionados, Conservados por Refrigeración.

ALIMENTO	FACTOR	ALIMENTO	FACTOR			
Frutas	Manzanas	0,67	Productos Cárnicos	Carne de vacuno	0,56	
	Albaricoques	0,67		Carne fresca	0,67	
	Aguacates	0,67		Jamón ahumado	1,00	
	Bananas	0,10		Carne de cerdo	0,67	
	Plátanos	0,10		Carne de cordero	0,75	
	Moras	0,67		Vísceras	0,70	
	Uvas	0,80		Aves	1,00	
	Toronjas	0,70		Salchichas	1,00	
	limones	1,00		Ternera	0,75	
	Limas	0,90		Misceláneos	Huevos frescos	0,85
	Naranjas	0,70			Huevos congelados	0,67
	Melocotones	0,62	Helados		0,75	
	Mango	0,67	leche		0,85	
	Peras	0,80				
	Piñas	0,90				
	Ciruelas	0,88				
Vegetales	Espárragos	0,90				
	Frijoles verdes	0,57				
	Frijoles lima	0,78				
	Remolacha	0,90				
	Brócoli	0,80				
	Coles de Bruselas	0,80				
	Coles (repollo)	0,80				
	Zanahoria	0,80				
	Coliflor	0,80				
	Maíz	0,80				
	Pepinos	1,00				
	Melones (todos)	0,90				
	Cebollas	0,80				
	Chirivias	0,80				
	Guisantes	0,67				
Tomates verdes	1,00					
Nabos	0,80					
Vegetales mixtos	0,70					

Fuente: Dossat (1991)

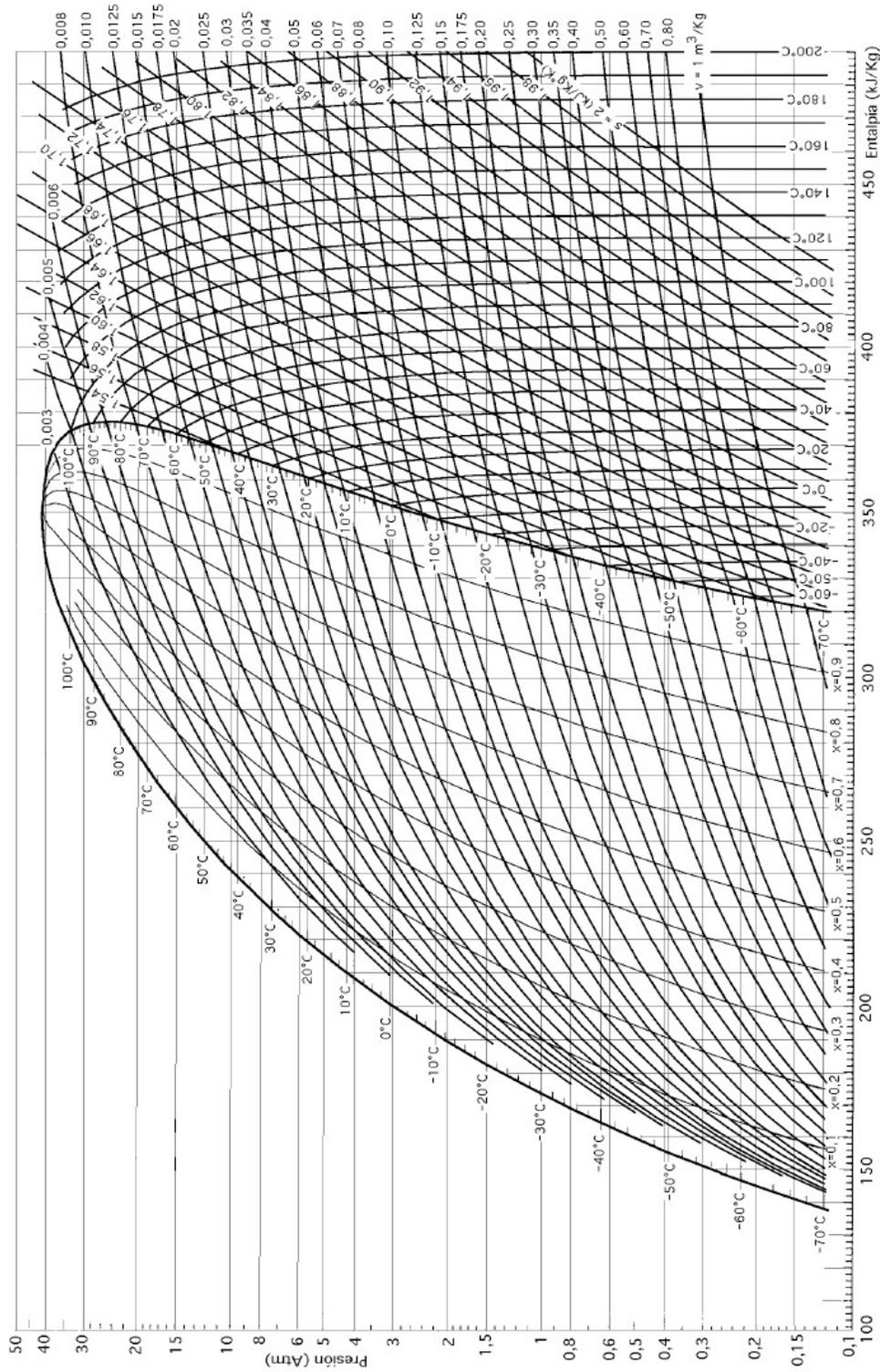
Tabla H.2. Designación de números a los principales refrigerantes

No.	NOMBRE QUIMICO	FORMULA QUIMICA
Serie Metano		
10	Tetraclorometano (tetracloruro de carbono)	CCl ₄
11	Tricloromonofluorometano	CCl ₃ F
12	Diclorodifluorometano	CCl ₂ F ₂
13	Clorotrifluorometano	CClF ₃
20	Triclorometano (cloroformo)	CHCl ₃
21	Diclorofluorometano	CHCl ₂ F
22	Clorodifluorometano	CHClF ₂
23	Trifluorometano	CHF ₃
30	Diclorometano (cloruro de metileno)	CH ₂ Cl ₂
40	Clorometano (cloruro de metilo)	CH ₃ Cl
50	Metano	CH ₄
Serie Etano		
110	Hexacloroetano	CCl ₃ CCl ₃
113	1,1,2-triclorotrifluoroetano	CCl ₂ FCClF ₂
115	Cloropentafluoroetano	CClF ₂ CF ₃
123	2,2-Dicloro - 1,1,1-Trifluoroetano	CHCl ₂ CF ₃
134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	CH ₂ FCF ₃
141b	1,1-Dicloro-1-fluoroetano	CH ₃ CCl ₂ F
150a	1,1-Dicloroetano	CH ₃ CHCl ₂
152a	1,1-Difluoroetano	CH ₃ CHF ₂
160	Cloroetano (cloruro de etilo)	CH ₃ CH ₂ Cl
170	Etano	CH ₃ CH ₃
Hidrocarburos		
290	Propano	CH ₃ CH ₂ CH ₃
600	Butano	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
600a	2-Metilpropano (isobutano)	CH(CH ₃) ₃
Compuestos Inorgánicos		
702	Hidrógeno	H ₂
704	Helio	He
717	Amoníaco	NH ₃
718	Agua	H ₂ O
720	Neón	Ne
728	Nitrógeno	N ₂
732	Oxígeno	O ₂
744	Bióxido de Carbono	CO ₂
764	Bióxido de Azufre	SO ₂
Mezclas Zeotrópicas		
400	R-12/114 (60/40)	No. Mezclas Azeotrópicas
401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	500 R-12/152a (73.8/26.2)
401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	502 R22/115 (48.8/51.2)
402A	R-22/125/290 (38/60/2)	503 R-223/13 (40.1/59.9)
402B	R-22/125/290 (60/38/2)	507 R-125/143a (50/50)
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	
407A	R-32/125/134a (20/40/40)	
407B	R-32/125/134A (10/70/20)	
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	
408A	R-125/143a/22 (7/46/47)	
409A	R-22/124/142b (60/25/15)	
410A	R-32/125 (50/50)	

Los números entre paréntesis indican el porcentaje de cada componente en la mezcla.

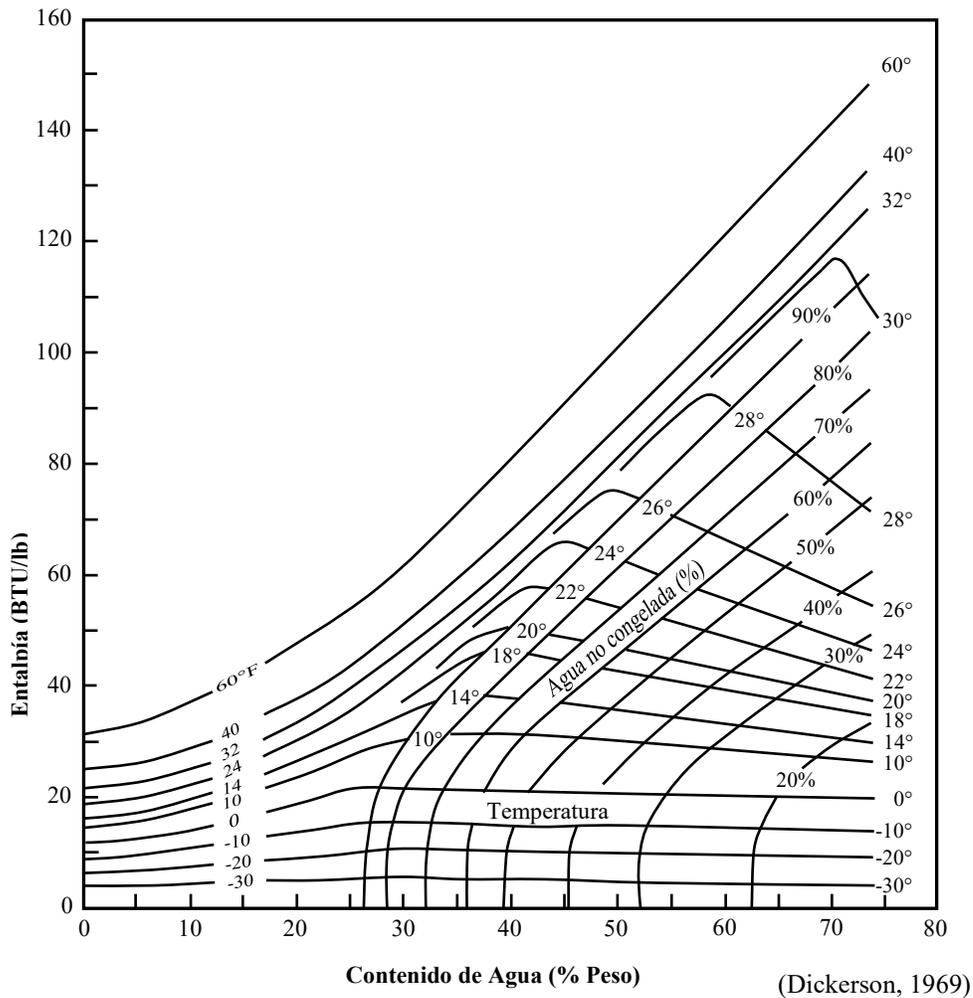
APÉNDICE I

Diagrama presión-entalpía para Freón-12



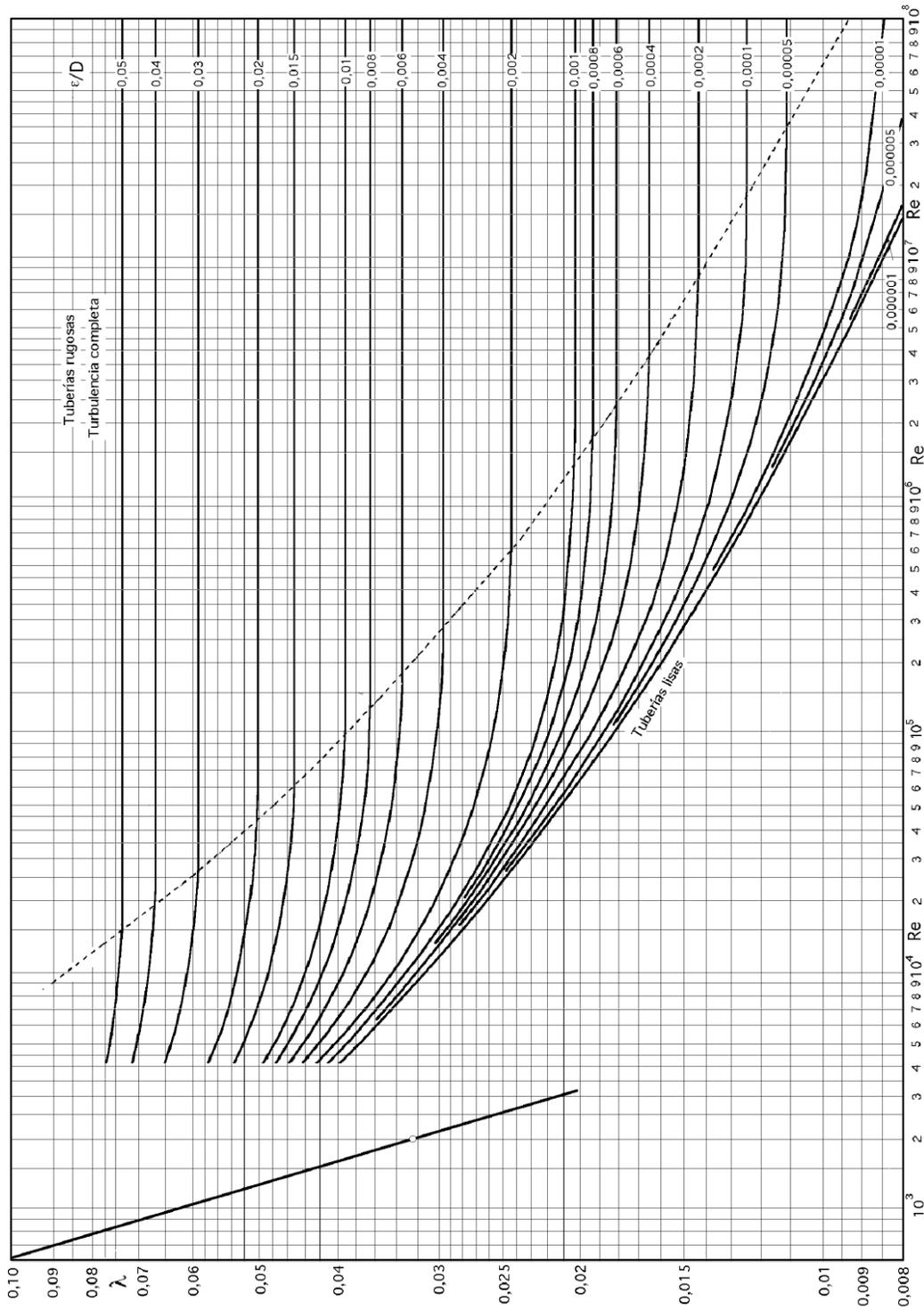
APÉNDICE J

Diagrama entalpía-composición para la carne



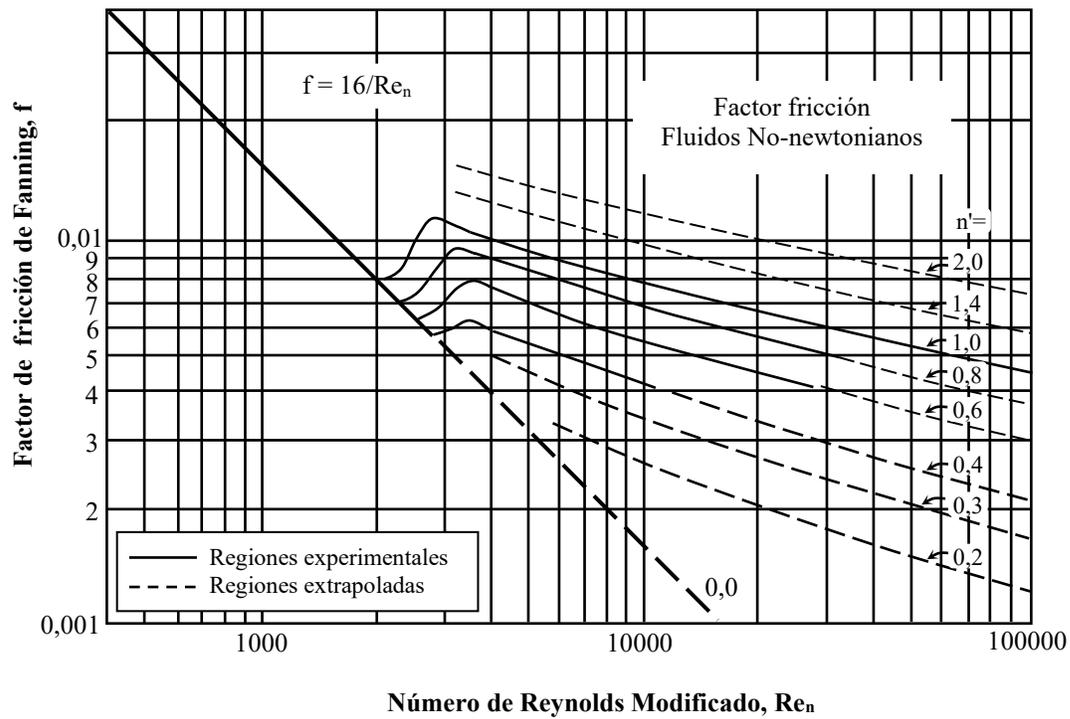
APÉNDICE K

Diagrama de Moody



APÉNDICE L

Diagrama de Dodge y Metzner



REFERENCIAS

ASHRAE (1972). Handbook of Fundamentals. New York, ASHRAE.

Coronel T., J. F. (2004). Colección de Tablas y Gráficas de Tecnología Frigorífica. Versión 3.1. Universidad de Sevilla, dpto. Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos. España.

Corzo, O. 1993. Refrigeración, Congelación y Tratamiento Térmico de los Alimentos. Universidad de Oriente. Cumaná, Venezuela. 261p.

Dossat, R. J. 1991. Principles of refrigeration. 3rd ed. Prentice Hall, Englewood Cliffs, N. J.

Espinoza, H.; Patiño, L.; Tovar, F. y González, J. (2006). Simulación térmica y fluidodinámica de una chimenea solar como sistema pasivo de ventilación. Saber, Universidad de Oriente, Venezuela. Vol. 18 (1): 45 - 52.

Fox, R. W., McDonald, A. T. y Pritchard, P. J. (2006). Introducción a la Mecánica de Fluidos. Sexta Ed. John Wiley & sons, Inc. USA.

Geankoplis, C. J. (2000). Procesos de Transporte y Operaciones Unitarias. Editorial Ceca.

Hayes, G. D. 1992. Manual de datos para ingeniería de los alimentos. Editorial Acribia. Zaragoza.

Keenan, J. H., Keyes, F. G., Hill, P. G. y Moore, J. G. (1969). Steam Tables. Wiley, New York.

Melgarejo M., P. (1995). Aislamiento, Cálculo y Construcción de Cámaras frigoríficas. Madrid, A. Madrid Vicente. 381 pp

Perry, R. H. y Chilton, C. H. (1973). *Chemical Engineers' Handbook*, 5ª. Ed. New York. McGraw-Hill, Inc.

Shawyer, M. y Medina P., A. (2008). *El uso de hielo en pequeñas embarcaciones de pesca*. Organización de Las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación. Roma.

Sigalés, B. (2002). *Transferencia de Calor Técnica*. Vol. 1. Editorial Reverté, S.A., Barcelona.

Timrot, D. L. y Vargaftik, N. B. (1940). *J. Tech. Phys. (U.R.S.S)*, 10, 1063 (1940), 6a Conferencia Internacional de las Propiedades del vapor, Paris, 1964.



MSc. Alis R. Fuentes

Profesor Asociado (J) adscrito al Programa Ciencias del Agro y del Mar del Vicerrectorado de Infraestructura y Procesos Industriales de la UNELLEZ-San Carlos. Cursó estudios de Pre-grado en la Universidad Nacional Experimental de los Llanos Occidentales Ezequiel Zamora, recibió el título de Ingeniero Agroindustrial (1985); Cursó Maestría en Ingeniería de los Alimentos en la Universidad de Oriente (UDO) Puerto la Cruz - Anzoátegui, recibió el título de Magister Scientiarum en Ingeniería de los Alimentos (1996).

Ph.D. Juan José Fernández Molina



Profesor titular (J) adscrito al Programa Ciencias del Agro y del Mar del Vicerrectorado de Infraestructura y Procesos Industriales de la UNELLEZ-San Carlos. Cursó estudios de Pre-grado en San José State University, California, USA (1980), recibió el título de Bachelor of Science In Chemistry, Maestría en Ciencia de los Alimentos en la Universidad Simón Bolívar de Caracas (1987) y Doctor of Philosophy In Engineering Science (Ph.D.) en Washington State University, USA (2000).

