

300618

UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE QUIMICA
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

4
2EJ



PRINCIPIOS Y CALCULOS BASICOS DE COMBUSTION INDUSTRIAL

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A :

LUIS FERNANDO CERVERA DE FRANCHIS

DIRECTOR DE TESIS

I.Q. Gerardo Mugica Zerecero



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Estoy muy agradecido con todas las personas allegadas a mí que me ayudaron a realizar este trabajo; a las facilidades otorgadas por la Cía. Combustión Industrial y Control S.A.; y sobre todo, con mis padres.

A todos ellos sólo puedo decirles:

Muchas Gracias.

INDICE GENERAL

	Pág. xvi
INTRODUCCION.....	xvi
CAPITULO 1. FUNDAMENTOS DE COMBUSTION.....	1
I. Definición.....	2
II. Quema de combustibles comerciales.....	4
III. Química de combustión.....	6
IV. Capacidad del aire.....	8
V. Geometría de flama.....	9
VI. Mecanismo de combustión. Combustibles gaseosos.....	13
VII. Mecanismo de combustión. Combustibles líquidos.....	15
VIII. Fases de la combustión gaseosa.....	17
IX. Flamas luminosas.....	19
X. Apagado de flama.....	20
CAPITULO 2. COMBUSTIBLES INDUSTRIALES.....	23
I. Generalidades.....	24
II Constituyentes químicos de los combustibles.....	25
III. Propiedades de combustibles sólidos.....	27
IV. Propiedades de combustibles líquidos.....	27
Análisis químico.....	27
Gravedad específica.....	28
Viscosidad.....	31
Prueba de destilación.....	34
Puntos de encendido y "flasheo".....	34
Residuo de carbón.....	35
Cenizas.....	35
Agua y sedimentos.....	35
Punto de fluidez o de congelación.....	37
Mezclado de combustibles.....	37
V. Propiedades de combustibles gaseosos.....	37
Gravedad específica.....	38
Poder calorífico.....	38
Contenido de hidrocarburos condensables.....	39
Contenido de azufre.....	39
Gas natural.....	39
Gas natural licuado.....	40
Gas licuado de petróleo.....	40
Gas reformado.....	41

	Pág.
Gases de aceite.....	41
Gas pobre.....	42
Gas de agua azul, gas de agua carburado y gas de carbón.....	42
Gas de hornos de fundición.....	42
Acetileno.....	42
Hidrógeno.....	42
VI. Intercambio de combustibles.....	43
Gas a gas.....	43
Gas a aceite.....	46
VII. Costos comparativos de combustibles.....	47
CAPITULO 3. ANALISIS DE LA COMBUSTION.....	49
I. Introducción.....	50
II. Análisis de los gases de chimenea.....	50
III. Requerimientos de aire para la combustión.....	53
IV. Productos de combustión.....	57
Combustibles.....	58
Oxígeno.....	59
Vapor de agua.....	59
Dióxido de carbono.....	60
Nitrógeno.....	60
V. Eficiencia de la combustión.....	64
Alimentación óptima de aire.....	68
VI. Recuperación de calor.....	69
VII. Enriquecimiento con oxígeno.....	73
CAPITULO 4. TRANSFERENCIA DE CALOR.....	76
I. Introducción.....	77
II. Mecanismos de transferencia de calor.....	77
Conducción.....	77
Convección.....	77
Radiación.....	78
III. Factores que afectan la transferencia de calor.....	78
Area de transferencia de calor.....	78
Diferencia de temperatura.....	78
Conductividad.....	80
Velocidad y turbulencia.....	82
Naturaleza de la superficie.....	85
Posiciones relativas.....	87
IV. Diseño de hornos.....	93
Temperatura adiabática de la flama.....	94

	Transferencia de calor y temperatura aproximada del horno.....	Pág. 95
CAPITULO 5. FLUJO DE FLUIDOS.....		
	Nomenclatura capítulo 5.....	100
I.	Conceptos básicos.....	101
	Mol.....	102
	Libra mol.....	102
	Mezcla de gases.....	102
	Densidad de gases.....	104
	Gravedad específica de gases.....	104
	Expansión de un gas.....	104
	Cambios en la viscosidad.....	106
II.	Introducción al flujo de fluidos.....	106
III.	Intercambiabilidad de presión y velocidad.....	108
	Terminología de presión.....	108
	Presión total, presión estática y presión velocidad.....	109
	Principio de Venturi.....	111
IV.	Efecto de varios cambios sobre el flujo y la diferencia de presión.....	113
	Cambios en la diferencia de presión.....	113
	Cambios en la gravedad específica.....	113
	Cambios en la temperatura.....	115
	Cambios en la presión promedio.....	116
V.	Pérdidas de presión.....	117
	Número de Reynolds.....	117
	Caída de presión y fórmula de Darcy.....	120
	Velocidad y caída de presión para dimensionamiento.....	122
	Análisis de la dinámica de fluidos.....	123
	Resistencias en serie y paralelo.....	145
VI.	Tubeoventiladores.....	149
	Construcción.....	149
	Ventiladores multietapas.....	151
	Fuentes de poder y arreglos de impulsor.....	152
	Arreglos de descarga.....	153
	Diseño de impulsor.....	153
	Leyes de los ventiladores.....	155
	Operación y prueba de ventiladores.....	158
	Efectos de los cambios en la densidad del aire.....	160
	Selección del ventilador.....	162
	Ventiladores para frecuencias de corriente eléctrica no estándar.....	164
	Ventiladores conectados en serie.....	165

	Ventiladores conectados en paralelo.....	Pág. 166
	Ruido.....	167
VII.	Flujo de gases de chimenea.....	168
	Tiro y presión del horno.....	168
	Tiro de chimenea.....	170
	Aberturas del horno y chimeneas.....	170
CAPITULO 6. EQUIPOS, CONTROL Y SISTEMAS		
	DE COMBUSTION INDUSTRIAL.....	173
I.	Introducción.....	174
II.	Características de los quemadores.....	174
	Forma de la flama.....	174
	Volumen de combustión.....	175
	Estabilidad.....	177
	Velocidad.....	178
	Rango de operación.....	178
III.	Componentes de un quemador.....	181
IV.	Clasificación de los quemadores.....	183
V.	Quemadores de gas.....	184
	Quemadores de premezcla.....	185
	Mezcladores y métodos de mezclado.....	185
	Quemadores de mezclado en boquilla.....	190
	Quemadores de mezclado parcial en boquilla.....	195
VI.	Quemadores de Aceite.....	197
	Atomizadores mecánicos.....	198
	Atomizadores de alta presión.....	199
	Atomizadores de baja presión.....	200
VII.	Quemadores duales.....	203
VIII.	Quemadores para propósitos específicos.....	205
	Quemador para uso con aire precalentado.....	205
	Quemadores de patrón de flama variable.....	206
	Quemadores incineradores de líquidos.....	206
	Quemadores incineradores de humo.....	207
	Quemadores de vaporización de aceite.....	207
	Quemadores de enriquecimiento con oxígeno.....	209
IX.	Ruido de combustión.....	211
	Ruido de flujo.....	211
	Ruido de flama.....	212
X.	Válvulas de control.....	214
	Válvulas de tapón corredizo.....	215
	Válvulas de tapón giratorio.....	218

	Pág.
	219
Válvulas de mariposa.....	219
XI. Control de la relación aire-combustible.....	220
Control por válvula.....	221
Control por presión.....	221
Control por flujo.....	222
XII. Controles de presión.....	224
Reguladores de presión.....	224
Controladores automáticos de presión del horno.....	227
XIII. Controles de seguridad.....	229
Válvulas de seguridad de cierre hermético.....	230
Sistema de supervisión con válvulas.....	232
Equipos de monitoreo de flama.....	234
Pilotos y encendidos eléctricos directos.....	235
Sistemas de supervisión de quemadores.....	237
XIV. Intalación del quemador.....	241
Losa refractaria.....	241
Mirillas de observación.....	244
Tubería del quemador.....	245
XV. Prácticas generales con tuberías.....	246
Líneas de combustible.....	246
Líneas de aire.....	246
Cabezales o "manifolds".....	246
Tubería.....	247
Uniones, bridas y acoplamientos.....	249
Accesorios.....	249
XVI. Sistemas de aceite combustible ligero.....	249
XVII. Sistemas de aceite combustible pesado.....	253
XVIII. Sistemas de control de relación aire-combustible.....	257
Sistema de válvulas unidas o válvulas "tandem".....	257
Sistema de control volumétrico.....	259
Sistema de control por balance de presión.....	260
Sistema de control con válvula de flujo constante.....	261
XIX. Sistemas de orificios de balance y medición.....	263
XX. Arreglos típicos de tubería.....	265
XXI. Ruido de un sistema de combustión.....	267
CAPITULO 7. CALCULOS TERMICOS PARA DIFERENTES	
PROCESOS INDUSTRIALES.....	269
I. Introducción.....	270
II. Calentamiento de líquidos.....	270
Alternativas para el calentamiento de líquidos.....	270

	Pág.
Datos requeridos para el balance de calor.....	274
Arreglo de los tubos.....	276
Cálculo de calor requerido.....	277
III. Tinas de Galvanizado.....	284
Introducción.....	284
Cálculo de calor.....	286
IV. Fundición en hornos de crisol.....	291
Introducción.....	291
Quemadores.....	291
Cálculo de calor.....	293
V. Tratamiento térmico de metales.....	300
Introducción.....	300
Cálculo de calor.....	301
VI. Calentamiento de aire.....	306
Introducción.....	306
Métodos de calentamiento.....	307
Localización del quemador.....	308
Flujo de aire.....	308
Introducción al cálculo de calor.....	309
Cálculo de calor.....	313
VII. Secado.....	316
Introducción.....	316
Contenido de humedo del material seco.....	317
Velocidad del aire.....	318
Temperatura del secado.....	318
Factores que afectan el rendimiento térmico en los secadores.....	319
Cálculo de calor.....	320
VIII. Hornos de pintura.....	326
Introducción.....	326
Tecnología de los hornos.....	326
Consideraciones para el diseño.....	327
Cálculo de calor.....	328
CONCLUSIONES.....	343
BIBLIOGRAFIA.....	345

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1	Ejemplo de la abertura de un horno de forja 8
Figura 1.2	Geometría de flama vs. % de aeración 11
Figura 1.3	Velocidad de mezcla vs. velocidad de flama 12
Figura 1.4	La reacción química del metano con oxígeno 14
Figura 1.5	Apagado de flama de una no protegida 21
Figura 2.1	Relación de viscosidad-temperatura para combustibles típicos del petróleo 34
Figura 3.1	Efecto de la relación aire-combustible en los productos de la combustión de gas natural 51
Figura 3.2	Cantidad de gases de combustión 62
Figura 3.3	Diagrama Sankey para el balance de calor en un horno 64
Figura 3.4	Diagrama Sankey con calor neto o disponible 66
Figura 3.5	Calor disponible vs. temperatura de gases de chimenea 67
Figura 3.6	Efecto del exceso de aire sobre el calor disponible vs. temperatura de gases de chimenea para ciertos combustibles ... 68
Figura 3.7	Calor disponible vs. temperatura de gases de chimenea a diferentes temperaturas de aire de combustión precalentado ... 71
Figura 3.8	Temperatura de flama vs. % oxígeno en el aire de combustión ... 74
Figura 3.9	Calor disponible vs. temperatura de gases de chimenea y porcentaje de oxígeno en el aire de combustión 74
Figura 4.1	Gradientes de temperatura para la conducción de calor en serie a través de sólidos 82
Figura 4.2	Gradientes de temperatura para el flujo de calor por conducción y convección de dos fluidos separados por un sólido 84
Figura 4.3	Perfiles de temperatura de hornos cilíndricos: flujo taponado, reactor bien agitado, laminar sin difusión 94
Figura 4.4	Calores específicos medios de gases por encima de 60°F 95
Figura 4.5	Transferencia de calor en hornos cilíndricos 99
Figura 5.1	Ejemplos de presión estática y presión total 109
Figura 5.2	El venturi y sus aplicaciones 111
Figura 5.3	Hoja de vaciado de datos para el análisis de flujo de fluidos 125
Figura 5.4	Datos para el análisis de flujo del ejemplo 5.1 128
Figura 5.5	Datos para el análisis de flujo del ejemplo 5.2 131
Figura 5.6	Viscosidad de gases y vapores de hidrocarburos 132
Figura 5.7	Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo 133
Figura 5.8	Viscosidad de líquidos diversos 134

	Pág.
Figura 5.9 Factores de fricción para tuberías comerciales de acero limpias ..	135
Figura 5.10 Selección mínima del diámetro de tubería. Basada en aire	136
Figura 5.11 Longitudes equivalentes L y L/D, nomograma del coeficiente de resistencia K	137
Figura 5.12 Sistema de tuberías en serie-paralelo	146
Figura 5.13 Vista seccional de un turboventilador típico	150
Figura 5.14 Sección transversal de un ventilador de dos etapas	151
Figura 5.15 Ventiladores manejados directamente, acoplado, y transmisión por banda	152
Figura 5.16 Arreglos típicos de descarga de turboventiladores	153
Figura 5.17 Perfiles de paletas de impulsor	153
Figura 5.18 Efecto de la forma de la paleta de un impulsor sobre las curvas características de un ventilador	155
Figura 5.19 Curvas representativas del desempeño de un ventilador	159
Figura 5.20 Determinación de los puntos de operación de un ventilador	160
Figura 5.21 Ventiladores conectados en serie	166
Figura 5.22 Ventiladores conectados en paralelo	166
Figura 5.23 Presión del horno variaciones naturales vs. control	171
Figura 6.1 Tipos comunes de flamas industriales	176
Figura 6.2 Arreglos de mantenedores de flama	179
Figura 6.3 Arreglo de un piloto sellado de premezcla diseñado para operar con gas y aire a presión	182
Figura 6.4 Diversos tipos de quemadores de premezcla	186
Figura 6.5 Mezclador de chorro de gas	188
Figura 6.6 Mezclador de chorro de aire	189
Figura 6.7 Mezclador mecánico de aire-gas	190
Figura 6.8 Diversos tipos y geometría de flama	191
Figura 6.9 Ejemplos de quemadores de mezclado en boquilla para convección	193
Figura 6.10 Quemador de flama plana	194
Figura 6.11 Quemador de flama luminosa	195
Figura 6.12 Quemadores de mezclado parcial en boquilla	195
Figura 6.13 Corte longitudinal de la boquilla de atomización de un quemador con combustible a presión	199
Figura 6.14 Atomizadores con aire o vapor a alta presión	200
Figura 6.15 Quemador de atomización con aire a baja presión para aceites combustibles ligeros	202
Figura 6.16 Quemador dual	204
Figura 6.17 Quemador dual para uso con aire precalentado	206
Figura 6.18 Corte transversal de un quemador de patrón de flama variable	207

	Pág.
Figura 6.19 Quemador incinerador de humos	208
Figura 6.20 Quemador de vaporización del tipo a presión	208
Figura 6.21 Métodos de enriquecimiento con oxígeno	210
Figura 6.22 Características de varios tipos de válvulas de control	216
Figura 6.23 Formas típicas de tapones de válvula	217
Figura 6.24 Generalización de las características inherentes del flujo para los tapones de válvula ilustrados en la Figura 6.23	217
Figura 6.25 Válvula de gas de tapón corredizo con orificio en V	218
Figura 6.26 Asientos de válvula, normal y de contorno con tapones parabólicos de abertura rápida	218
Figura 6.27 Válvula de tapón giratorio de orificio ajustable	219
Figura 6.28 Válvula de mariposa	220
Figura 6.29 Control por válvula	222
Figura 6.30 Control por presión	223
Figura 6.31 Control por flujo	223
Figura 6.32 Lazo de control	224
Figura 6.33 Regulador-reductor de presión de aceite	225
Figura 6.34 Sistemas de control de presión de un horno	228
Figura 6.35 Válvula de cierre hermético de operación manual	231
Figura 6.36 Esquema de tubería y cableado para un sistema de supervisión con válvulas de encendido con piloto	233
Figura 6.37 Esquema típico de un sistema de quemadores duales	238
Figura 6.38 Ruptura de una losa por deslizamiento	242
Figura 6.39 Ruptura de una losa por tensión	242
Figura 6.40 Método recomendado para la instalación de la losa de un quemador	243
Figura 6.41 Instalación del refractario sugerido alrededor de quemadores grandes sin losa	243
Figura 6.42 Método recomendado para la instalación de un quemador en una pared de fibra cerámica	245
Figura 6.43 Instalación de la mirilla de observación	245
Figura 6.44 Sugerencias en el diseño del alimentador o "manifold"	248
Figura 6.45 Sistema típico de manejo de aceite ligero	250
Figura 6.46 Sistema típico de calentamiento y manejo de aceite pesado	255
Figura 6.47 Sistema de control por válvulas "tandem"	258
Figura 6.48 Sistema de control volumétrico	260
Figura 6.49 Sistema de control por balance de presión	261
Figura 6.50 Sistema de control con válvula de flujo constante	262
Figura 6.51 Diagrama típico de un sistema de tubería para un quemador dual	264

	Pág.
Figura 6.52 Arreglo típico de un sistema con quemadores de mezclado en boquilla de alta temperatura con control de relación aire-gas tipo "tandem"	265
Figura 6.53 Arreglo típico de un sistema de quemadores duales	266
Figura 6.54 Arreglo típico de un sistema con quemadores sellados de premezcla	267
Figura 6.55 Espectro del ruido de un sistema de combustión	268
Figura 7.1 Calentamiento de un tanque por abajo	271
Figura 7.2 Quemador de combustión sumergido	273
Figura 7.3 Intercambiador de calor sumergible	274
Figura 7.4 Tipos de hornos de crisol	292
Figura 7.5 Dimensiones del horno de crisol para el ejemplo 7.3	299
Figura 7.6 Contenido de calor o entalpía de varios metales y aleaciones	303
Figura 7.7 Localización del quemador en un ducto para calentamiento de aire	309
Figura 7.8 Sistemas de calentamiento de aire con y sin recirculación	310
Figura 7.9 Diagrama para el cálculo térmico de un secador sin recirculación de aire	321
Figura 7.10 Diagrama para el cálculo térmico de un secador con recirculación de aire	323
Figura 7.11 Acercamiento térmico entre el aire caliente y la carga en un horno de pintura	331
Figura 7.12 Diagrama de un horno de pintura continuo para el ejemplo 7.7	335
Figura 7.13 Diagrama de un horno de pintura por lotes para el ejemplo 7.7	339

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1	Valores del poder calorífico superior y neto de algunos combustibles 5
Tabla 2.1	Características generales de combustibles gaseosos comerciales 24
Tabla 2.2	Coefficiente de expansión térmica para aceites del petróleo 29
Tabla 2.3	Viscosidades equivalentes aproximadas a la misma temperatura . 32
Tabla 2.4	Requisitos detallados de la A.S.T.M. para aceites combustibles .. 36
Tabla 3.1	CO ₂ y aire teórico para la combustión de combustibles industriales 58
Tabla 3.2	Constantes de combustión 61
Tabla 4.1	Factores de emitancia para la ecuación de Stefan-Boltzman 79
Tabla 4.2	Flujo de calor por radiación entre cuerpos negros 81
Tabla 4.3	Conductividades térmicas de algunos materiales aislantes y de construcción 83
Tabla 4.4	Algunos ejemplos de coeficientes de convección para flujo turbulento, hc 86
Tabla 4.5	Emisividad normal total de varias superficies 88
Tabla 4.6	Pérdidas de calor de superficies de acero lisas 93
Tabla 4.7	Guía para estimar temperaturas aproximadas de hornos 98
Tabla 5.1	Tabla de pesos atómicos (basada en el carbono - 12) 103
Tabla 5.2	Viscosidad del agua y del vapor de agua 138
Tabla 5.3	Datos técnicos de tubería estándar de acero 139
Tabla 5.4	Flujo de aire en tuberías de acero de cédula 40 140
Tabla 5.5	Tabla del factor "K" 141
Tabla 5.6	Solución del sistema de tuberías serie-paralelo de la Figura 5.12 146
Tabla 5.7	Efecto de la altitud sobre la presión barométrica, densidad, y gravedad específica del aire 161
Tabla 5.8	Efecto de la temperatura sobre la densidad y gravedad específica del aire 161
Tabla 6.1	Requerimientos de tubería recta en la instalación de un tren de válvulas 248
Tabla 7.1	Pérdidas de calor en tinas de calentamiento 278
Tabla 7.2	Densidad relativa del aire en diferentes lugares de México 280
Tabla 7.3	Factor de disminución de la capacidad de un quemador atmosférico en función de la altura sobre el nivel del mar 281

	Pág.
Tabla 7.4 Eficiencia térmica de combustión en relación estequiométrica	287
Tabla 7.5 Contenido de calor de la carga para diversas operaciones térmicas	294
Tabla 7.6 Pérdidas de calor y calor almacenado en hornos con paredes refractarias	295
Tabla 7.7 Pérdidas de calor por radiación en hornos	297

INTRODUCCION

En gran parte del campo industrial se utiliza, de un modo u otro, algún sistema para calentamiento o generación de calor. Entre las formas más importantes se encuentran los sistemas de combustión. Han tenido gran aceptación y aplicación debido a la gran versatilidad y variedad de equipos existentes para todo tipo y tamaño de industrias.

Gran parte del personal y gente involucrada de una u otra forma con la combustión industrial, desde personal y operarios en plantas, supervisores, agentes de ventas, etc., carece de principios y conocimientos básicos imprescindibles para la comprensión, asesoría, operación y venta de estos productos, o bien, tienen conocimientos superficiales. Parte de esta problemática se debe a la carencia de literatura sobre el tema.

Lo que se pretende con este trabajo es reunir la mayor cantidad de información sencilla y práctica acerca de los principios, cálculos básicos e información general sobre el proceso de la combustión y los equipos que la generan y controlan para así poderla hacer más accesible a mayor número de personas, desde estudiantes, hasta personal de plantas y ventas de estos equipos. El trabajo se basó en una compilación de varias fuentes dispersas de información, entre las que se encuentran principalmente, libros de texto, manuales, cursos, experiencia de ingenieros en el ramo y catálogos de compañías. La información ha sido tratada intencionalmente en forma elemental para tratar de cumplir el objetivo; por lo tanto, debe considerarse únicamente como una obra de

orientación general o consulta de los diversos temas, teniéndose que consultar textos especializados si se desea profundizar en ellos. Las referencias bibliográficas al final de la tesis muestran algunos de estos textos.

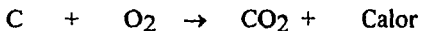
La tesis trata fundamentalmente la combustión industrial con combustibles líquidos y gaseosos. La combustión con combustibles sólidos ha salido del alcance de este trabajo, aunque se podrán hallar algunas menciones al respecto.

CAPITULO I

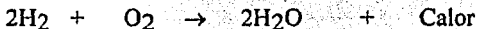
FUNDAMENTOS DE COMBUSTION

I. Definiciones.

La combustión es la rápida oxidación de un combustible, resultando una liberación útil de calor y la producción de una flama visible. Un combustible se define como cualquier sustancia sólida, líquida o gaseosa que puede ser fácilmente encendida y quemada para producir calor, luz o cualquier otra forma útil de energía. Esta reacción se denomina exotérmica. Dos elementos comunes en los combustibles son el carbono e hidrógeno. Estos elementos tienen una gran afinidad por el oxígeno y son fácilmente quemados. El carbono reacciona con el oxígeno para formar dióxido de carbono más calor:

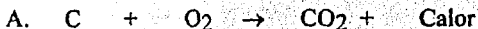


El hidrógeno, cuando es quemado, se combina con el oxígeno para producir agua en forma de vapor y calor:



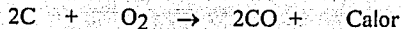
Estos combustibles existen en una gran variedad de formas y son llamados hidrocarburos. Ejemplos: carbón, aceite, gas natural, gas propano, etc.

Refiriéndose a las ecuaciones originales:



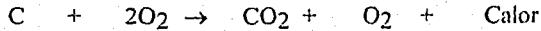
Nótese que los combustibles se combinan con Oxígeno en una muy definida proporción. La ley de Avogadro establece que iguales volúmenes de gas bajo idénticas condiciones de presión y temperatura contienen el mismo número de moléculas. Entonces, un pie cúbico de carbono en forma gaseosa y un pie cúbico de oxígeno, se combinan para formar dióxido de carbono más calor, y dos pies cúbicos de hidrógeno se combinan con un pie cúbico de oxígeno para formar dos moléculas de agua más calor. Cuando se usan porciones exactas de oxígeno y de combustible se denomina mezcla perfecta. Si se utiliza mucho combustible en relación con el oxígeno disponible, la reacción será incompleta.

En el caso del carbono:



Esta reacción, en lugar de producir dióxido de carbono (sustancia inofensiva), produce monóxido de carbono (sustancia venenosa) y menos calor. A esta mezcla se le denomina mezcla rica y los gases resultantes se les llama reductores. En algunas operaciones de tratamiento térmico es deseable usar atmósferas reductoras ya que así no oxidarán metales como el acero. En estos casos, los gases de chimenea son peligrosos y deben ser evitados en todos los demás casos.

Si se suministra exceso de oxígeno, la mezcla se denomina pobre. El término mezcla rica y mezcla pobre se refiere a una cantidad en exceso o deficiente de combustible en relación a una mezcla estequiométrica, respectivamente.



Con exceso de oxígeno, se dispone del total del calor disponible del combustible pero la temperatura de flama será menor porque el oxígeno en exceso absorberá parte del calor.

II. Quema de combustibles comerciales.

Cada combustible puede liberar una cantidad específica de calor al reaccionar con la cantidad de aire teórico.

Para los combustibles en cuya estructura química contienen átomos de hidrógeno, se reportan dos tipos de poderes caloríficos.

El poder calorífico superior, PCS, se calcula suponiendo que todo el vapor de agua que se produce en la combustión se condensa y enfría a 60° F.

El poder calorífico neto, PCN, supone que el vapor de agua formado, permanece en la fase vapor, y es numéricamente igual al PCS menos el calor latente de vaporización del agua (Tabla 1.1).

Una buena combustión requiere: 1) mezcla íntima del combustible y oxidante, 2) admisión de cantidades suficientes de oxidantes para quemar por completo el combustible, 3) una ignición inicial y sostenida

Tabla 1.1 Valores del poder calorífico superior y neto de algunos combustibles

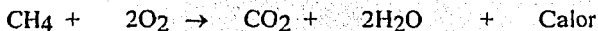
Poder calorífico superior Poder calorífico neto	Poder calorífico por unidad de volumen			Poder calorífico por unidad de peso		
	Btu / ft ³	Kcal / m ³	Mj / m ³	Btu / lb	Kcal / Kg	Mj / Kg
Acetileno, C ₂ H ₂	◀ 1477	13140	55. 01	21502	11946	50. 014
	◀ 1426	12690	53. 11	20796	11539	48. 309
Butano, n-C ₄ -H ₁₀	3271	29110	121. 8	21321	11846	49. 593
	3018	26860	112. 4	19678	10933	49. 771
Carbon, C	--	--	--	14093	7830	32. 780
	--	--	--	14093	7830	32. 780
Monóxido de Carbono, CO	321	2856	12. 0	4347	2415	10. 11
	321	2860	12. 0	4347	2415	10. 11
Etano, C ₂ H ₆	1773	15780	66. 04	22323	12402	51. 923
	1622	14430	60. 41	20418	11344	47. 492
Hidrógeno, H ₂	325	2892	12. 11	61095	33944	142. 11
	275	2450	10. 2	51623	28681	120. 08
Sulfuro de Hidrógeno, H ₂ S	646	5749	24. 06	7097	3943	16. 51
	595	5300	22. 2	6537	3632	15. 21
Metano, CH ₄	1012	9005	37. 69	23875	13265	55. 533
	911	8110	33. 9	21495	11942	49. 997
Metanol, CH ₃ OH	752	--	--	9700	5389	--
	651	--	--	8400	4667	--
Octano, C ₈ H ₁₈	6260	55710	233. 2	20796	11554	48. 371
	5806	51670	216. 3	19291	10718	44. 871
Propano, C ₃ H ₈	2524	22460	94. 01	21669	12039	50. 402
	2322	20660	86. 49	19937	11077	46. 373
Azufre, S	--	--	--	3980	2211	9. 275
	--	--	--	3980	2211	9. 275

Tomada de la referencia (22)

de la mezcla, 4) tiempo necesario de residencia para que la combustión sea completa.

III. Química de combustión.

Asumiendo que el gas natural es 100 % metano, la reacción del metano con el oxígeno es:



Ambos, metano y oxígeno son gases. En esta ecuación, un pie cúbico de metano mas dos pies cúbicos de oxígeno es una mezcla perfecta para la combustión. En el campo industrial, pocas veces se utiliza el oxígeno. En su lugar, se utiliza el aire como fuente de oxígeno para la combustión industrial. Como parámetro de diseño de combustión, es aceptable asumir que el aire está compuesto de 80 % nitrógeno y 20 % de oxígeno.

La combustión del gas natural (metano) con aire es (ver Tabla 1.1):

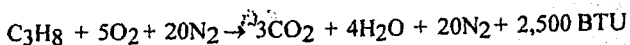


Aquí, se combina un pie cúbico de metano con diez pies cúbicos de aire para producir 1,000 BTU de calor (BTU es la abreviación de *British Thermal Unit*, y un BTU es la cantidad de calor requerida para incrementar la temperatura de una libra de agua en un grado Fahrenheit).

El nitrógeno es un gas inerte, y las moléculas de nitrógeno no entran en la reacción. De todas formas, absorben calor y disminuyen la temperatura de flama. En una combustión perfecta, si el metano fuera

quemado con oxígeno puro, la temperatura de flama alcanzaría 5200° F (debido a que no hay nitrógeno que absorba calor); usando aire, la temperatura de flama teórica es de 3500° F.

La ecuación de combustión para el propano es (ver Tabla 1.1):



Un pie cúbico de propano reacciona con 25 pies cúbicos de aire para producir una combustión perfecta. Los productos son dióxido de carbono, vapor de agua, y esta vez 2500 BTU 's.

En la combustión de un pie cúbico de butano, una perfecta combustión requerirá 32 pies cúbicos de aire y producirá 3200 BTU's (ver Tabla 1.1). El hecho importante es que por cada pie cúbico de aire consumido en reacción con un combustible, se liberan 100 BTU's sin importar el tipo de combustible. Dentro de límites razonables, esto es cierto para todos los combustibles ya sean sólidos, líquidos o gases.

Cuando la capacidad en BTU 's de un combustible es conocido, podemos calcular rápidamente la cantidad de aire requerido para completar la combustión. En un ejemplo práctico: si el fabricante de un incinerador conoce los BTU 's por libra de basura y las libras por hora a quemar, podemos calcular rápidamente los requerimientos de aire. Si un incinerador quema 100 libras por hora de basura a una razón de 6500 BTU 's por libra de basura (normalmente estos datos deben obtenerse de compañías especializadas en la evaluación de propiedades de los

materiales), los BTU 's por hora serían 650,000. Un pie cúbico de aire se requiere para liberar 100 BTU 's. Una simple división indica que 6500 pies cúbicos de aire por hora se requerirán para consumir completamente la basura.

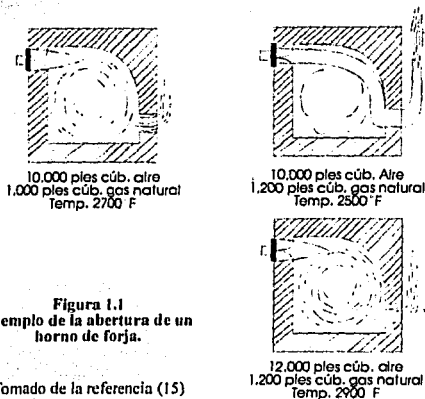
IV. Capacidad del aire.

Diez pies cúbicos de aire liberarán 1000 BTU 's. Si un horno requiere 1 millón de BTU 's por hora, esto puede obtenerse por:

A. 10,000 pies cúbicos de aire y 1000 pies cúbicos de gas natural por hora.

B. 10,000 pies cúbicos de aire y 400 pies cúbicos de gas propano por hora.

C. 10,000 pies cúbicos de aire y aproximadamente 8 galones de aceite combustible No. 2



Un ejemplo en un horno de forja demuestra la importancia de las limitaciones de aire (Fig. 1.1). Todo el aire para la combustión se suministra a través del quemador. Si el horno requiere 1,000,000 BTU/hr, el ventilador de aire de combustión provee 10,000 ft³/hr de aire. Se requerirán ya sea 1,000 ft³/hr de gas natural, o 400 ft³/hr de gas propano, o bien 8 galones/hr de aceite combustible No. 2. Con estas especificaciones el horno operará aproximadamente a 2700° F. Si se desea incrementar la producción en un 20 %, la introducción de 20 % más de combustible dentro del horno resultaría en una disminución de la temperatura del horno y consecuentemente en una menor producción, ya que el combustible extra únicamente absorbería calor y no combustionaría hasta exponerse al aire en la abertura del horno. La correcta aproximación es incrementar proporcionalmente tanto la capacidad del combustible como la del aire. La combustión no se produce si no hay oxígeno o aire disponible.

V. Geometría de flama.

Existen básicamente cuatro sistemas para introducir aire a combustibles gaseosos: mezcla en boquilla, premezcla, atmosférico y gas crudo. Cuando el aire es mezclado con el gas antes de encenderse se le denomina aire primario. Si el aire es suministrado a la flama después de ser encendida, se le denomina aire secundario.

Los quemadores de mezcla en boquilla, como el nombre indica, suministran todo el aire requerido para la combustión al quemador en la

localización de la ignición. Los sistemas de premezcla, mezclan el combustible y el aire en un equipo mezclador y entonces distribuyen la mezcla a uno o más quemadores. Ambos sistemas dependen enteramente de aire primario.

Los sistemas atmosféricos son similares a las instalaciones caseras. El gas a baja presión inspira entre el 20 % y 40 % del aire requerido primario, y el resto del aire requerido se suministra a través del aire que rodea la flama. En sistemas atmosféricos industriales de alta presión, la inspiración será aproximadamente del 70 % de aire primario.

En pocas industrias aún se siguen usando quemadores de gas crudo donde todo el aire es suministrado como aire secundario.

En gran medida, la geometría de la flama es controlada por el porcentaje de aereación primaria. Esto es particularmente cierto en los sistemas de premezcla.

Para ilustrar esto, una flama con 100 % de aire primario será corta y de color azul clara ya que todo el aire para la combustión se mezcla con el gas y está listo para encender tan pronto como alcance la boquilla. Una flama con 75 % de aire primario se caracteriza por una forma de doble cono color azul y un poco mas grande que la flama con 100 % de aire primario, ya que el 25 % de las moléculas de gas necesitan tiempo para encontrar oxígeno antes de encender. Una aereación primaria del 50 % produce una flama más débil y más grande, con tintes anaranjados. A un 25 % de aereación únicamente queda una ligera cantidad de tinte azul en

la flama, siendo ésta aún más grande y de color amarillo predominantemente. Cuando se quema gas crudo, la flama es completamente rasgada, sin forma, y es toda de color amarillo. Asumiendo que en cada caso todas las moléculas de gas son quemadas, entonces en todos los casos se generan la misma cantidad de BTU's (Fig. 1.2).

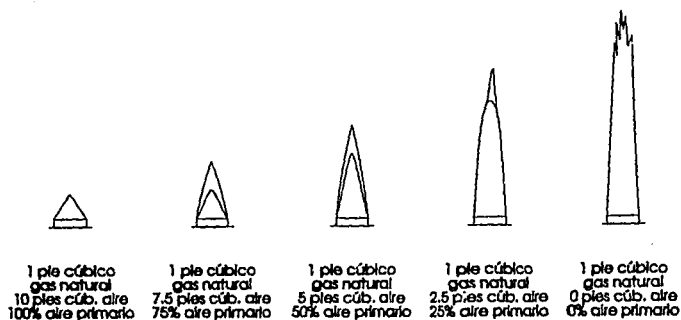


Figura 1.2: Geometría de flama vs % de aeración.

Tomada de la referencia (15)

Los quemadores de mezclado en boquilla y los de premezcla son más eficientes porque pueden realizar una perfecta mezcla. El término estequiométrico describe una combustión en la cual no hay exceso ni de aire ni de combustible. Esto produce la flama más caliente y el mínimo volumen de gases de chimenea. El aire secundario no puede ser controlado con precisión. Toda combustión que opera con aire secundario, opera con exceso de aire. Los gases de combustión son extraídos del horno cuando su temperatura se aproxima a la temperatura deseada en el producto. Cuando es necesario usar aire secundario, el

volumen de gases de chimenea se incrementa y la eficiencia del horno disminuye.

Cuando una mezcla de aire/gas al 100 % sale al final de una tubería y se aplica una fuente de ignición, se producirá una flama con una velocidad de mezcla que iguala a la velocidad de flama (Fig. 1.3).

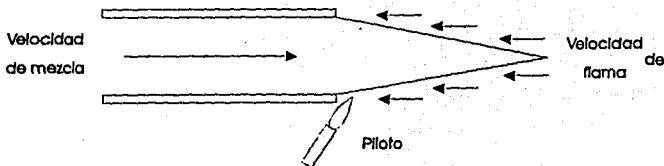


Figura 1.3: Velocidad de mezcla vs velocidad de flama.

Tomada de la referencia (15)

Si la velocidad de la mezcla es mayor que la velocidad de flama, la flama se desprenderá y se apagará. Si la velocidad de flama es mayor que la velocidad de la mezcla, la flama se regresará hacia la fuente; a esto se le conoce como regreso de flama (*flashback*). El regreso de flama es uno de los factores que determina el rango de un sistema de premezcla (rango es la relación entre la capacidad máxima y mínima de un quemador). La velocidad de flama varía con el tipo de combustible y con el porcentaje de aereación. Si un combustible se cambia en un sistema de premezcla, la nueva velocidad de flama afectará al sistema y esto debe ser tomado en cuenta.

La flama en forma de cono resulta debido a que la combustión comienza en los bordes y se continúa hacia el centro. También existe una ligera mayor velocidad en el centro de los ductos debido a las pérdidas por fricción del fluido con las paredes del mismo. El apagado de flama es un término aplicado al enfriamiento de la flama por debajo de su temperatura de ignición. Las boquillas quemadoras se diseñan para apagar la base de la flama y proveer un mayor rango de operación sin regreso de flama.

VI. Mecanismo de combustión. Combustibles gaseosos.

Las moléculas de gas están constantemente en movimiento en líneas rectas. Su cantidad de movimiento depende de su temperatura. Al incrementar la temperatura, éstas se moverán más rápidamente, e inversamente, al disminuir la temperatura, se moverán mas lento.

Existe un gran número de moléculas en un flujo de gas, y durante sus movimientos aleatorios, muchas se colapsan entre ellas, rebotando y cambiando de dirección. Cuando se incrementa la temperatura del gas, estas colisiones vienen a ser más frecuentes y violentas.

En una mezcla de oxígeno y metano (gas natural), una molécula de metano podría colapsarse con dos moléculas de oxígeno, aún a temperatura ambiente; pero el momentum de la colisión no sería suficiente para romper los enlaces de las moléculas del hidrógeno, carbono y oxígeno, y permitir así al oxígeno adherirse al carbón o

hidrógeno. Si se incrementa la temperatura de las moléculas, la velocidad de las moléculas se incrementa y en cada impacto se libera más energía (Fig. 1.4).

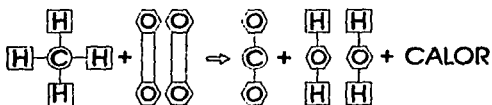


Figura 1.4. La reacción química del metano con oxígeno.

Aproximadamente a 1200° F. se ha impartido suficiente velocidad y energía a las moléculas que las colisiones ocurren con suficiente fuerza para romper el doble enlace del oxígeno y los enlaces del carbono e hidrógeno del metano. En este momento, la situación es muy inestable. El carbono e hidrógeno tienen gran afinidad por el oxígeno. Comienza la combustión.

Tan pronto como la reacción tiene lugar, se libera calor alrededor de la colisión y la molécula alcanza una temperatura de 5200° F. aproximadamente. Este calor es radiado a las moléculas adjuntas y comienza una reacción en cadena. La temperatura inicial de 1200° F. puede ser suministrada por un cerillo, un piloto o por una bujía con un transformador de ignición.

Si el oxígeno es substituido por aire, la reacción en cadena continuará pero el nitrógeno absorberá parte de la energía e impedirá el progreso. Si se incrementa la razón aire a metano, se alcanzará un punto donde la energía requerida para la ignición es mayor al calor liberado por

las moléculas en combustión. En este punto la flama se apagará. A este punto se le conoce como LEL (*lower explosive limit*). A temperatura ambiente, el límite bajo de explosividad (LEL) es aproximadamente 4 % metano en aire. También hay un límite alto de 15 % de metano, el cual es muy rico para soportar la combustión.

VII. Mecanismo de combustión. Combustibles líquidos.

Debido a la complejidad de los compuestos orgánicos en los combustibles líquidos, la determinación de cada paso de la reacción de combustión es más difícil.

Las colisiones en los aceites combustibles son un poco diferente que los combustibles gaseosos debido principalmente al diferente estado de materia involucrada. En los combustibles gaseosos, las moléculas están flotando y son muy susceptibles de colisiones. En un combustible líquido, las moléculas están combinadas y no están en íntimo contacto con el oxígeno.

Los combustibles líquidos deben ser vaporizados antes de oxidarse a dióxido de carbono y vapor de agua. La vaporización se lleva a cabo a partir del calor de combustión de las moléculas previamente vaporizadas y encendidas. En quemadores industriales se requiere una alta velocidad de vaporización. Esto se lleva a cabo mejor rompiendo el flujo líquido en pequeñas partículas (atomización) formando gotitas microscópicas con una baja relación de masa/superficie.

Cuando las gotitas son suficientemente pequeñas y hay energía disponible de una fuente de ignición, ocurre una rápida vaporización. Si las gotitas son demasiado grandes, la vaporización resulta difícil y no ocurre una combustión limpia.

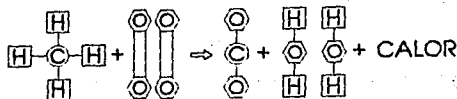
El aceite vaporizado se encuentra en estado gaseoso libre y las moléculas se mueven rápidamente como en cualquier gas. En el punto de ignición de aproximadamente 1200° F. la velocidad de impacto de las moléculas de oxígeno y del aceite vaporizado es suficientemente grande para romper las uniones carbono-hidrógeno y los dobles enlaces del oxígeno, comenzando así la combustión.

El tamaño de una molécula de un aceite combustible y el número de átomos de carbono que contiene, es mayor en comparación con los combustibles gaseosos normales. Las colisiones rompen primero el hidrógeno y comienzan a separar los átomos de carbono.

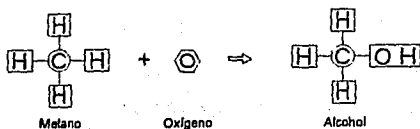
El oxígeno primero se adhiere al hidrógeno para formar vapor de agua quedando los átomos de carbono aguardando oxígeno adicional para unirse y oxidarse hasta dióxido de carbono. Durante este intervalo, los átomos de carbono se encuentran a una elevada temperatura, aproximadamente a 1600° F. A esta temperatura, los átomos de carbono son incandescentes y producen una luz amarilla brillante antes de reaccionar con el oxígeno. Esto produce las flamas luminosas características de los quemadores de aceite.

VIII. Fases de la combustión gaseosa.

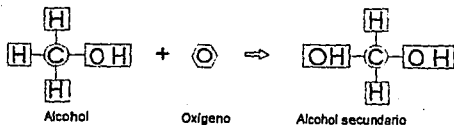
Refiriéndose a la combustión del gas natural, las investigaciones han demostrado que la reacción pasa a través de varias etapas intermedias antes de completarse la reacción. Los reactivos y productos son:



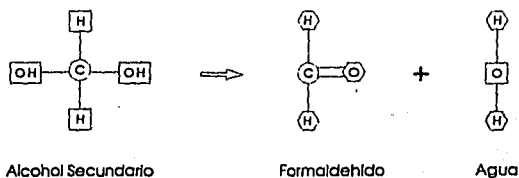
La primera etapa de la reacción es:



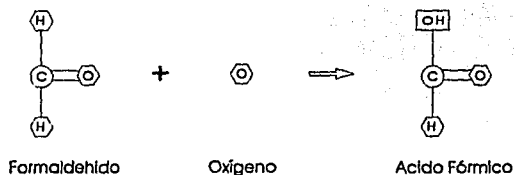
El oxígeno se une al metano y produce un alcohol: La fuerza de la colisión introduce al átomo de oxígeno en la molécula de metano. La ruptura de los enlaces químicos libera energía e incrementa la temperatura de la molécula. La segunda etapa es:



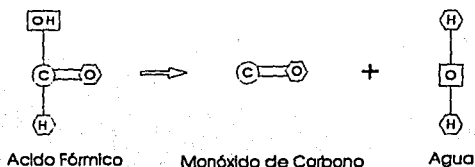
El alcohol se une a otro oxígeno formando un alcohol secundario. Este alcohol es muy inestable y se desintegra casi inmediatamente en formaldehído y vapor de agua:



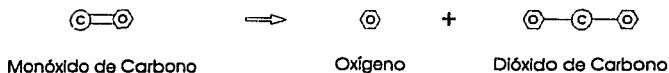
El formaldehído tiene gran afinidad por el oxígeno, y cuando éste se adiciona se forma un ácido:



Cada paso de la reacción se da con liberación de energía y la temperatura se incrementa constantemente. En este alto nivel de energía, el ácido fórmico es inestable y se desintegra formando monóxido de carbono y una segunda molécula de agua:



El monóxido de carbono entonces se combina con el último átomo de oxígeno disponible para formar dióxido de carbono completando así la reacción:

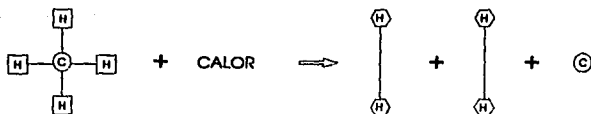


Estas reacciones se llevan a cabo a niveles extremadamente altos de energía, progresan casi instantáneamente y a muy altas temperaturas, alcanzando temperaturas moleculares internas de hasta 5000° F. aproximadamente.

Las fases de la combustión indicadas ocurren con una flama azul característica cuando el oxígeno está íntimamente mezclado con el gas y prontamente disponible para adherirse a la molécula de metano.

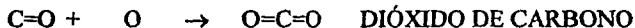
IX. Flamas luminosas.

Si se presenta insuficiencia de oxígeno al comienzo de la reacción de combustión, algunas de las moléculas de gas combustionan e incrementan la temperatura del gas remanente por encima de los 1200° F, el punto de ruptura de las uniones de enlace. El movimiento a alta velocidad de las moléculas de metano, al colapsarse entre ellas, causa el corte de los átomos de hidrógeno dejándolos como moléculas, y al carbono como átomo libre:



A estas temperaturas los átomos de carbono son incandescentes e imparten un brillo amarillo a la flama. Algunos quemadores de mezclado en boquilla de flama luminosa, deliberadamente controlan el aire adicionado para producir así el máximo color de flama.

Las fases de la combustión para moléculas térmicamente disociadas viene a ser un proceso simple de dos pasos con la adición del oxígeno:



X. Apagado de flama.

Si durante la reacción de combustión, la temperatura de las moléculas cayera drásticamente por alguna causa externa, la reacción cesaría y los reactantes quedarían aislados en sus varias etapas de formación. Cuando esto ocurre sucede apagado de flama. Los gases de combustión contienen al mismo tiempo todos los compuestos

parcialmente formados de las diversas etapas de la reacción. Si cualquier medio refrigerante se pone en contacto con cualquier parte de la flama y reduce su temperatura por debajo de los 1200° F, ésa parte de la flama o la flama completa se reducirá o apagará y la combustión se interrumpirá en cualquier etapa antes de completarse la reacción. Cuando esto ocurre, los productos de la combustión contienen alcoholes, aldehídos, ácidos, monóxido de carbono, así como también dióxido de carbono y vapor de agua (Fig. 1.5).

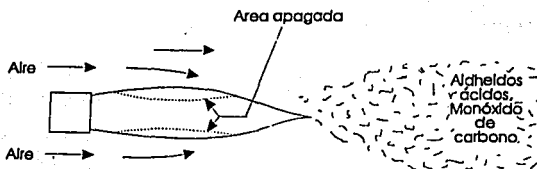


Figura 1.5 Apagado de flama de una no protegida

Tomada de la referencia (15)

En la práctica, el apagado de flama puede ocurrir fácilmente en ciertos procesos industriales de baja temperatura, especialmente en calentadores de aire. En el caso del aire, cuando éste se mezcla con los gases de combustión calientes, el mismo aire puede ser el medio refrigerante si choca con la flama. En los quemadores que operan dentro de una corriente de aire y que son de flamas largas y no protegidas, puede ocurrir que el aire apague un borde de la flama produciendo productos de combustión indeseables como aldehídos y monóxido de

carbono. Estas condiciones de apagado de flama pueden detectarse por el olor picante de los gases de chimenea.

En estos procesos particulares, la formación de estos subproductos indeseables puede prevenirse protegiendo la flama de los efectos enfriantes del aire y controlando la cantidad de aire secundario que entra a la flama.

CAPITULO 2

COMBUSTIBLES INDUSTRIALES.

I. Generalidades.

Los distintos combustibles gaseosos comerciales tienen diferentes características dependiendo de la cantidad de carbono e hidrógeno disponible en cada molécula (el término carbono e hidrógeno disponible se refiere a los átomos de hidrógeno o carbono que no están químicamente combinados con oxígeno). Conforme incrementa el peso molecular del gas, así también se incrementa la gravedad específica y el calor liberado por pie cúbico (Tabla 2.1).

Tabla 2.1: Características generales de combustibles gaseosos comerciales.

Nombre	Principales Constituyentes	Nominal Btu/ft ³	Gravedad Específica
Gas Manufacturado	CO + H ₂	500	0.56
Gas Mezclado	CO + H ₂ + CH ₄	700	0.60
Gas Natural	CH ₄ + C ₂ H ₆	1000	0.64
Propano	C ₃ H ₈	2500	1.52
Butano	C ₄ H ₁₀	3200	2.0

Tomada de la referencia (15)

Otro combustible de uso común es el petróleo, un hidrocarburo líquido. La química del petróleo es un estudio complejo en química orgánica. En términos generales existen cuatro tipos de hidrocarburos encontrados en el petróleo: parafinas, aromáticos, nafténicos y olefinicos.

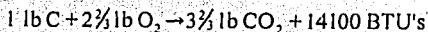
Cada grado de combustible líquido contiene una mezcla variada de hidrocarburos. Consecuentemente la manera más fácil de evaluar un aceite combustible es por sus respectivas propiedades, en lugar de sus componentes.

Se han establecido estándares comerciales para los aceites combustibles; los grados usados industrialmente son 2,4,5, y 6. (Tabla 2.4). El aceite No. 2 se le llama aceite destilado y puede ser usado a temperaturas normales. Normalmente es vaporizado usando aire o vapor de atomización. Los aceites No. 4, 5 y 6 requieren calentamiento antes de ser vaporizados.

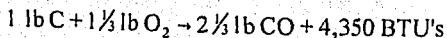
II. Constituyentes Químicos de los Combustibles.

Los elementos químicos de mayor importancia para la combustión son el carbono, hidrógeno y azufre. Pueden encontrarse en menor cantidad constituyentes como el nitrógeno, dióxido de carbono, oxígeno, agua y cenizas, aunque éstas no contribuyen en nada para la combustión y algunas veces traen problemas de contaminación.

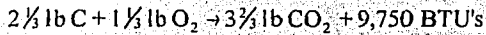
El carbono es el mayor constituyente de los combustibles. La combustión completa de una libra de carbón produce un calor total de 14100 BTU (Tabla 1.1), aproximadamente.



Una combustión incompleta (produciendo monóxido de carbono en lugar de dióxido de carbono) únicamente produciría 4350 BTU por libra de carbón (Tabla 1.1), aproximadamente.



Una mayor adición de oxígeno y una re-ignición produciría 14100 BTU's menos 4350 BTU's ó 9750 BTU's por libra de carbón original.



El carbono en forma sólida es difícil de encender y se quema lentamente a menos que sea finamente pulverizado. En los combustibles líquidos o gaseosos, el carbono aparece en forma de hidrocarburo o como monóxido de carbono. Si los hidrocarburos no se queman apropiadamente se pueden fragmentar o *crackear* y pueden producir hollín. A pesar de estas desventajas el carbono es una de las fuentes principales de calor para el hombre. En el caso de los combustibles sólidos, una combustión rápida y eficiente se logra quemándolos en un lecho fluidizado, o bien, pulverizándolos en suspensión. El problema del hollín con los combustibles líquidos y gaseosos puede minimizarse con un buen diseño del quemador y de la cámara de combustión, procurando proveer de suficiente aire y turbulencia adecuada, y evitando el sobrecalentamiento del combustible antes de ponerse en contacto con el aire.

El hidrógeno tiene un poder calorífico alto en comparación con el carbono. De todas formas el hidrógeno es un gas muy ligero, por lo que el poder calorífico de un pie cúbico de hidrógeno es bajo en comparación con otros combustibles gaseosos. Tiene la mayor velocidad de flama de todos los combustibles gaseosos.

El azufre debe considerarse debido a los efectos corrosivos y de contaminación que acarrea. En hornos cerámicos y metalúrgicos puede

afectar seriamente la calidad del producto. En los *boilers* o calderas, el dióxido de azufre y el vapor de agua de los productos de combustión, pueden unirse y formar ácidos altamente corrosivos. La presencia de algunos gases de azufre pueden disminuir el punto de rocío del vapor de agua de los gases de chimenea agravando aún más los problemas de corrosión.

III. Propiedades de combustibles sólidos.

Los diseñadores y usuarios de los sistemas de combustión con combustibles sólidos deben poner una gran atención a una gran cantidad de propiedades del combustible. Entre estos se encuentran: poder calorífico, contenido de materia volátil, contenido de cenizas, temperatura de fusión de cenizas, características de aglomeración, etc.

Debe tenerse más cuidado aún cuando se utilizan como combustibles, material de desecho y subproductos. Es preferible construir un tipo de planta piloto para probar las características de los materiales a usar. Debe recurrirse a organizaciones competentes que analicen estas características. Las propiedades de los materiales a usarse cambiarán de una fuente a otra.

IV. Propiedades de combustibles líquidos.

Análisis Químico.- Todos los combustibles líquidos son derivados del petróleo, el cual consiste en una mezcla de compuestos de hidrocarburos. El análisis químico de estas mezclas es muy difícil, por lo que es de

práctica común hacer un análisis químico último, o bien, hacer varias mediciones de las propiedades físicas del combustible. Un análisis químico último lista los porcentajes (en peso) de varios elementos químicos en el combustible. Desde un punto de vista teórico, el conocimiento del porcentaje de carbono e hidrógeno es útil para la determinación de los requerimientos de aire de combustión y para el análisis de los gases de chimenea. El tipo o grado de un aceite combustible no se puede determinar únicamente por su análisis último. Todos los aceites combustibles contienen aproximadamente entre un 83% a 88% de carbono, y de un 6% a un 12% de hidrógeno, en peso.

Ya que todos los combustibles líquidos son muy similares en su análisis químico, y como las propiedades físicas tienen un mayor efecto en la operación de los sistemas de combustión, es más común medir y especificar estas propiedades. Las propiedades físicas más significativas son las siguientes.

Gravedad específica.- Esta propiedad es similar a la densidad y al peso específico. Se especifica en unidades de diferentes escalas siendo las más comunes los grados API (*American Petroleum Institute*) y el peso relativo del aceite al agua, cuando ambos están a 60°F (se abrevia "sp gr 60°F/60°F"). A 60°F, el peso específico del agua es 62.3 lb/ft³ o 1000 Kg/m³; la gravedad específica del agua es 1.0, la gravedad del agua en grados API es 10. Las relaciones entre las diferentes unidades se dan por las siguientes ecuaciones:

$$\text{sp gr } 60^\circ \text{ F}/60^\circ \text{ F} = \frac{141.5}{^\circ \text{API} + 131.5} \text{ donde } ^\circ \text{API} \text{ están medidos a } 60^\circ \text{ F} \quad [2.1]$$

$$\text{sp gr } 60^\circ \text{ F}/60^\circ \text{ F} = \frac{140}{^\circ \text{Be} + 130} \text{ donde } ^\circ \text{Be} \text{ (grados Baumé) están medidos a } 60^\circ \text{ F} \quad [2.2]$$

$$\text{sp gr } 60^\circ \text{ F}/60^\circ \text{ F} = \frac{\text{lb/ft}^3}{62.3} \text{ donde lb/ft}^3 \text{ están medidos a } 60^\circ \text{ F} \quad [2.3]$$

$$\text{sp gr } 60^\circ \text{ F}/60^\circ \text{ F} = \frac{\text{lb/gal}}{8.34} \text{ donde lb/gal están medidos a } 60^\circ \text{ F} \quad [2.4]$$

La gravedad específica de los combustibles líquidos cambia con la temperatura debido a la expansión o contracción térmica (conforme la temperatura aumenta o decrece, respectivamente). Siempre debe especificarse la temperatura a la cual se mide la gravedad específica. Si no se da ninguna temperatura se asume 60°F. La dilatación térmica de los combustibles del petróleo se puede estimar mediante la utilización de los coeficientes que siguen, expresados como cambio de volumen por unidad de volumen por grado F. (Tabla 2.2).

Tabla 2.2: Coeficiente de expansión térmica para aceites del petróleo.

Densidad A.P.I. por debajo de 14.9	Coeficiente
15.0-34.9	0.00035
35.0-50.9	0.00040
51.0-63.9	0.00050
64.0-78.9	0.00060
79.0-88.9	0.00070
89.0-93.9	0.00080
94.0-100.0	0.00085
	0.00090

Tomada de la referencia (23)

Afortunadamente, una simple medición de la gravedad específica es una llave para otras importantes propiedades de los aceites de petróleo.

El contenido de hidrógeno (en por ciento en peso) en los combustibles de petróleo se correlaciona aproximadamente con la gravedad específica y se puede calcular a partir de la fórmula que sigue, que es precisa dentro de un 1%.⁽²³⁾

$$\% \text{ hidrógeno} = 26 - 15s \quad [2.5]$$

donde s = peso específico o gravedad específica a 60°F/60°F. Schmidt (Fuel Oil Manual, 3a edición, Industrial Press, N.Y. 1969) mejora la precisión de la fórmula al reemplazar 26 por 24.5 para combustibles de gravedad de 0° a 9° API; 25 para la gravedad de 10 a 20° API; 25.2 para 21 a 30° de gravedad API y 24.5 para 31 a 45° de gravedad API.

El calor de combustión total o superior y el calor de combustión neto se correlacionan también con la gravedad del combustible y se pueden estimar hasta dentro de un 1% a partir de las siguientes ecuaciones:⁽²²⁾

Poder calorífico total, BTU/lb=

$$17887 + (57.5)(^\circ\text{API a } 60^\circ\text{F}/60^\circ\text{F}) - (102.2)(\% \text{ S}) \quad [2.6]$$

Poder calorífico neto, BTU/lb=

$$\text{Poder calorífico total} - 91.23(\% \text{ H}) \quad [2.7]$$

donde % S es el porcentaje de azufre y % H el porcentaje de hidrógeno, en peso.

El calor específico de los líquidos derivados del petróleo entre 32 y 400°F, con una densidad relativa de 0.75 a 0.96 a 60°F/60°F, se puede calcular dentro del 2 al 4% de los valores experimentales mediante la ecuación que sigue:⁽²³⁾

$$C = \frac{0.388 + 0.00045t}{S} \quad [2.8]$$

en donde C = calor específico BTU/lb°F; t = temperatura °F; y S = densidad específica, 60°F/60°F. El calor específico varía con la temperatura y se puede utilizar un promedio aritmético de los calores específicos a la temperatura inicial y final, para efectuar cálculos relacionados con el calentamiento o enfriamiento del aceite que se trate.

Diferentes tipos de crudo y diferentes métodos de refinación pueden causar desviaciones de los valores obtenidos con estas ecuaciones, por lo que deberán usarse únicamente cuando no se dispongan de datos más específicos. Todas estas ecuaciones son para hidrocarburos sin impurezas; todos los hidrocarburos tienen impurezas pero de todas formas las ecuaciones pueden aplicarse con seguridad.

Viscosidad.- La viscosidad de un fluido es una medida de su resistencia interna para fluir. La viscosidad es lo opuesto a la fluidez. Un aceite muy viscoso fluirá con dificultad mientras que uno con baja viscosidad fluirá

fácilmente. A mayor viscosidad de un aceite, mayores costos de bombeo y más difícil su atomización.

La viscosidad es medida tomando el tiempo que tarda en fluir una muestra a través de un capilar, por acción de la gravedad y a una temperatura controlada. Ya que la razón de flujo depende tanto de la densidad como de la viscosidad, a estas mediciones se les llama

Tabla 2.3: Viscosidades equivalentes aproximadas a la misma temperatura.

Saybolt Universal (segundos)	Redwood No 1 (segundos)	Engler (grados)	Saybolt Furol (segundos)	Cinemática Centistokes	Saybolt Universal (segundos)	Redwood No 1 (segundos)	Engler (grados)	Say Bolt Furol (segundos)	Cinemática Centistokes
35	32.2	1.18	-	2.69	500	441	14.2	51	108
40	36.2	1.32	-	4.30	550	485	15.6	56	119
45	40.6	1.46	-	5.90	600	529	17.0	61	130
50	44.9	1.60	-	7.39	650	573	18.5	66	141
55	49.1	1.75	-	8.87	700	617	19.9	71	151
60	53.5	1.88	-	10.40	750	661	21.3	76	162
65	57.9	2.02	-	11.92	800	705	22.7	81	173
70	62.3	2.15	-	13.15	850	749	24.2	86	184
75	67.6	2.31	-	14.28	900	793	25.6	91	195
80	71.0	2.42	-	15.85	950	837	27.0	96	206
85	75.1	2.55	-	17.10	1000	882	28.4	100	216
90	79.6	2.68	-	18.22	1200	1058	34.1	121	260
95	84.2	2.81	-	19.51	1400	1234	39.8	141	303
100	88.4	2.95	-	20.9	1600	1411	45.5	160	346
110	97.1	3.21	-	23.0	1800	1587	51	180	390
120	105.9	3.49	-	25.2	2000	1763	57	200	432
130	114.8	3.77	-	27.4	2500	2204	71	250	541
140	123.6	4.04	-	30.2	3000	2646	85	300	650
150	132.4	4.32	-	32.3	3500	3087	99	350	757
160	141.1	4.59	-	34.5	4000	3526	114	400	865
170	150.0	4.88	-	37.0	4500	3967	128	450	974
180	158.8	5.15	-	39.1	5000	4408	142	500	1080
190	167.5	5.44	-	40.7	5500	4849	156	550	1190
200	176.4	5.72	23.0	41.6	6000	5290	170	600	1300
220	194.0	6.28	25.3	44.0	6500	5730	185	650	1410
240	212	6.85	27.0	52.0	7000	6171	199	700	1510
260	229	7.38	28.7	56.7	7500	6612	213	750	1620
280	247	7.95	30.5	60.1	8000	7053	227	800	1730
300	265	8.51	32.5	64.8	8500	7494	242	850	1840
325	287	9.24	35.0	70.4	9000	7934	256	900	1950
350	309	9.95	37.2	75.7	9500	8375	270	950	2060
375	331	10.7	39.5	81.1	10000	8816	284	1000	2160
400	353	11.4	42.0	86.5					
425	375	12.1	44.2	92.0					
450	397	12.8	47.0	97.4					
475	419	13.5	49.2	102.8					

Preparada por STANDARD OIL CO. OF NEW JERSEY

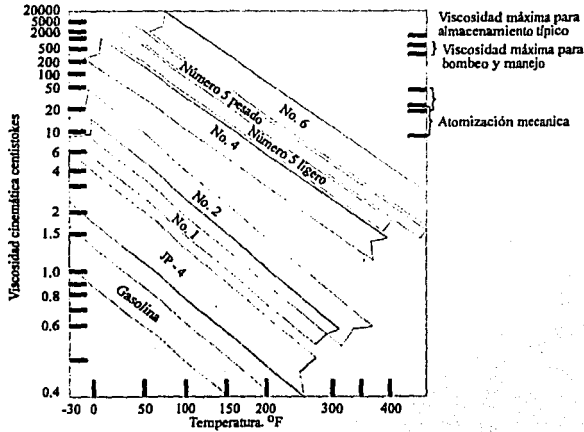
Tomada de la referencia (15)

viscosidad cinemática. La viscosidad absoluta se obtiene multiplicando la viscosidad por la densidad del fluido. Hay en uso diferentes unidades de la viscosidad. Ej: centistokes, segundos Saybolt Furol, segundos Saybolt Universal, grados Engler, etc. (Tabla 2.3).

Conforme la temperatura aumenta en un aceite, su viscosidad disminuye y fluye con mayor facilidad. Por esta razón los aceites pesados son calentados antes de ser bombeados y atomizados.

Ciertos rangos convenientes de viscosidad se han encontrado tanto para bombeo y atomización de los aceites combustibles. El efecto de la viscosidad en la atomización del aceite es una consideración importante para una combustión completa y limpia. Una buena combustión depende de una apropiada atomización íntimamente mezclada con el aire. En los quemadores de baja presión de aire de atomización, un aceite con una viscosidad mayor a 100 SSU tiende a producir gotitas demasiado grandes para un mezclado íntimo y esto produce la formación de carbono en los *blocks* de los quemadores y hornos. Ya que los aceites pesados tienden a carbonizarse más fácilmente que los aceites ligeros, una buena atomización es doblemente importante para estos aceites más viscosos. Otra consideración importante es el hecho de que las variaciones en la viscosidad afectan el flujo a través de las válvulas y orificios en tal forma que alteran la relación aire/aceite. El grado de precalentamiento de un aceite debe estar determinado por la viscosidad requerida para un buen control y una combustión limpia. (Fig. 2.1).

Fig. 2.1: Relación de viscosidad-temperatura para combustibles típicos del petróleo.



Tomada de la referencia (23)

Prueba de destilación.- Esta prueba evalúa el rango de destilación de un combustible desde su punto inicial de ebullición (temperatura), punto final y algunos puntos intermedios, como el 10% y 90% (el 10% es la temperatura a la cual el 10% del volumen inicial se ha destilado). Esta prueba se lleva a cabo con una técnica y equipo específico estándar. Únicamente los aceites ligeros se someten a esta prueba ya que los aceites pesados se *crackean* antes de alcanzar sus puntos de ebullición (Tabla 2.4).

Puntos de encendido y flasheo.- Es la temperatura a la cual suficiente vapor se ha separado y *flasheado* en contacto con una flama. El punto *flash* de cualquier aceite sustituto debe ser esencialmente el mismo al aceite anteriormente existente de tal modo que la ignición y la operación fría del horno no presente dificultades. Un punto *flash* muy bajo tiene el

problema de quemarse indeseablemente o un potencial alto de *flashearse*. Un punto *flash* muy alto tiene dificultades para lograr y mantener el encendido (Tabla 2.4).

Residuo de carbón.- Cuando un aceite es evaporado, puede quedar un poco de carbono libre ya sea porque estaba originalmente presente o porque se formó por *crackeo* durante el proceso de evaporación. La cantidad de carbono que queda depende del tipo de aceite e indica, en cierto grado, la tendencia del aceite a carbonizarse bajo condiciones de vaporización.

Existen algunas técnicas que pueden medir los residuos de carbono en un combustible. Estas pruebas pueden mentir acerca de la posibilidad de formación de carbón en quemadores y en las paredes de la cámara. La posibilidad de formación de carbón no se debe juzgar únicamente por estas pruebas, porque la carbonización también puede ser influenciada por el diseño del quemador y su operación (Tabla 2.4).

Cenizas.- El porcentaje de cenizas se determina quemando un peso conocido de aceite hasta que se queme todo el material combustible. El material mineral que queda son las cenizas y usualmente consiste en una pequeña cantidad de arena. Las cenizas normalmente no es problema en los quemadores, pero pueden ensuciar las superficies de transferencia de calor o fundirse y atacar los refractarios (Tabla 2.4).

Agua y sedimentos.- Estas pruebas se determinan por centrifugación. Cualquier cantidad apreciable de agua producirá flamas discontinuas. El

Tabla 2.4: Requisitos detallados de la A.S.T.M. para aceites combustibles.

Grado de aceite combustible	Descripción y requisitos para el uso	Punto de inflamación °F (°C)	Punto de fluidez ó de congelación °F (°C)	Agua y sedimentos, % en volumen	Residuos de carbonos en fondos de 10%, %	Cenizas, % en peso	Temperatura de destilación °F (°C)				Viscosidad Saybolt, s				Viscosidad cinemática, centistokes				Densidad A.P.I.	Corrosión de una tira de cobre
							Punto de 10%		Punto de 90%		Universal a 100°F (38°C)		Fúnd a 122°F (50°C)		A 100°F (38°C)		A 122°F (50°C)			
							Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo		
No. 1	Un aceite destilado diseñado a quemadores del tipo de olla para vaporizar y otros quemadores que requieren este grado de combustible.	100 o legal (38)	0	Rastros	0.15	...	Máximo 420 (215)	Mínimo 350 (288)	1.4	2.2	35	No. 3		
No. 2	Un aceite destilado para fines generales de calefacción doméstica, para uso en quemadores que no requieren combustible No. 1	100 o legal (38)	20 (-7)	0.10	0.35	...	Máximo 540 (282)	Mínimo 640 (338)	(36.6)	(37.9)	2.0	3.6	30			
No. 4	Puede como no se necesita precalentamiento para el manejo de la combustión	130 o legal (55)	20 (-7)	0.50	...	0.10	45	125	(5.8)	(26.4)				
No. 5 (ligero)	Se puede necesitar precalentamiento dependiendo del clima y los equipos	130 o legal (55)	...	1.00	...	0.10	150	300	(32)	(65)				
No. 5 (pesado)	Se puede necesitar precalentamiento para la combustión y, en climas fríos, también para el manejo	130 o legal (55)	...	1.00	...	0.10	350	750	(25)	(40)	(75)	(162)	(42)	(81)				
No. 6	Se requiere precalentamiento para el manejo y la combustión	150 (65)	...	2.00	(900)	(900)	45	300	(92)	(63)				

Tomada de la referencia (23)

sedimento tiende a obstruir los quemadores y el equipo de control (Tabla 2.4).

Punto de fluidez o de congelación.- Si una muestra de aceite se enfría gradualmente, se alcanzará una temperatura a la cual el aceite no fluirá. Esta temperatura se conoce como punto de fluidez o congelación. Esta propiedad de los aceites principalmente depende de la cantidad y tipo de ceras contenidas en los aceites combustibles (Tabla 2.4).

Mezclado de combustibles: Las demandas de combustibles líquidos a veces requieren del mezclado de estos mismos. La viscosidad y gravedad específica equivalente del mezclado dependerá del grado de los combustibles mezclados y la proporción de cada uno de ellos. El mezclado se lleva a cabo ya sea por el proveedor, y a veces, por el distribuidor; y normalmente no debe ser realizado por el usuario final. Se requieren conocimientos precisos de los componentes particulares para asegurar que los diferentes aceites usados en la mezcla final sean totalmente compatibles y estables con respecto al tamaño de la mezcla. Si el mezclado no es llevado a cabo correctamente, o si los componentes no son realmente compatibles, la mezcla tenderá a de-emulsificarse y causará una estratificación la cual provocará una operación y combustión inconsistente.

V. Propiedades de combustibles gaseosos.

Los combustibles gaseosos deben ser analizados en términos de los compuestos químicos que contienen. El análisis se puede hacer por

destilación fraccional a baja temperatura o por absorción selectiva, y usualmente se reportan los datos en porcentaje de volumen. Algunas otras propiedades importantes se discuten a continuación.

Gravedad específica.- La gravedad específica de un gas es la medida de la gravedad específica de éste relativa al aire (0.0765 lb/ft³) y se define como (ver Tabla 2.1):

$$\text{gravedad de un gas} = \frac{\text{densidad del gas}}{\text{densidad del aire}} = \frac{\text{densidad del gas lb/ft}^3}{0.0765} \quad [2.9]$$

Poder calorífico.- Aunque el poder calorífico puede ser calculado a partir del análisis del gas, frecuentemente se mide por medio de un flujo estable en un calorímetro a presión constante en el cual se quema el gas en una cámara de combustión enchaquetada con agua. El incremento de temperatura del agua es una medida del calor liberado por el combustible (ver Tabla 2.1).

Los poderes caloríficos se expresan en BTU/ft³ bajo condiciones específicas de contenido de humedad, presión y temperatura. En la industria del gas manufacturado, las condiciones estándar significan gas saturado con vapor de agua a 60°F y 29.92 pulgadas de mercurio de presión absoluta. Las condiciones no están todavía bien estandarizadas, por lo que es mejor especificarlas en cada caso. Algunas compañías de gas corrigen sus consumos a una presión base de 6 osi (oz/in²) para sus registros y cuentas.

Contenido de hidrocarburos condensables.- Los términos húmedo y seco aplicados a los gases indican ya sea que la cantidad contenida de hidrocarburos condensables (usualmente gasolina natural) es mayor o menor a 0.1 galón por 1000 ft³ de gas, respectivamente.

Contenido de azufre.- Los términos dulce y agrio se refieren al azufre o sulfuro de hidrógeno contenido en un gas, siendo un gas agrio aquel que contiene mayor proporción de compuestos de azufre.

Algunas características de los combustibles gaseosos industriales más utilizados son las siguientes:

Gas natural.- El gas natural se considera como una mezcla natural de hidrocarburos y no hidrocarburos asociados con formaciones geológicas petrolíferas. Consiste primordialmente en metano, con pequeñas cantidades de etano y otros hidrocarburos más pesados y ciertos constituyentes no combustibles, como el dióxido de carbono, nitrógeno y helio. El gas natural que se proporciona en las compañías de utilidad pública suele contener de 80 a 95% de metano, y el resto de etano, propano y nitrógeno. El poder calorífico de esos gases va de 900 a 1200 BTU/ft³, con una densidad relativa (aire = 1.0) que varía de 0.58 a 0.79.

En la actualidad se están realizando investigaciones para producir un gas intercambiable de alto contenido de BTU a partir de carbón, lignito y esquistos aceitosos. Entre los procesos investigados se encuentra la gasificación para sintetizar gas, seguida por la hidrogenación y metanación catalítica.

Gas natural licuado.- Ultimamente se ha despertado un interés para el transporte y almacenamiento. Se han completado o están en construcción cierto número de proyectos de almacenamiento en diversas partes del mundo, utilizando ya sea un ciclo de licuefacción en cascada o de dilatación y almacenamiento por medio de tanques de paredes metálicas dobles o concreto preesforzado, en almacenamiento en tierra congelada o en cavernas o canteras de extracción. Así mismo existen en operación buques tanques que transportan gas natural licuado.

Las ventajas del almacenamiento y transporte del gas natural en forma licuada son evidentes, porque 1 pie cúbico de metano líquido (a -260°F y una atmósfera) es igual a aproximadamente 630 pies cúbicos de metano gaseoso. Se pueden utilizar temperaturas superiores a -260°F si se almacena el líquido a presión. Por ejemplo, el estado líquido se mantiene a 325 lb/pulg^2 manométrica y -155°F . La temperatura crítica del metano es de -116.3°F y la presión crítica correspondiente es de 673 lb/pulg^2 absoluta. Un galón de gas natural licuado a -236°F pesa 3.46 lbs. y tiene una densidad relativa de 0.42 y un poder calorífico de aproximadamente 86000 BTU's. El calor de vaporización del LNG (gas natural licuado) a 1 atm es de aproximadamente 10 BTU/ft^3 estándar. Se requieren 6575 BTU para vaporizar un pie cúbico de metano líquido.

Gas licuado de petróleo.- El término gas licuado de petróleo (LPG) se aplica a ciertos hidrocarburos específicos que se pueden licuar a presiones moderadas y temperaturas normales, pero que son gaseosos en condiciones atmosféricas normales. Los principales constituyentes del LPG son propano, propileno, butano, butileno e isobutano, mezclados en

cualquier proporción o con aire. El LPG producido en la separación de hidrocarburos más pesados o más densos del gas natural se encuentran primordialmente en la serie parafínica (saturada). El LPG derivado del gas de refinería petrolera puede contener cantidades bajas variables de hidrocarburos olefínicos (insaturados).

Estos gases se utilizan mucho para servicios domésticos y se proporcionan ya sea en tanques o mediante líneas de tuberías. Son combustibles limpios apropiados para casi todos los servicios y que tienen precios competitivos. El poder calorífico del LPG puede oscilar entre 2500 a 3400 BTU/ft³ de gas y su densidad relativa está entre 1.7 y 2.2 aproximadamente, dependiendo mucho de las proporciones de los constituyentes. En México la mezcla típica usada en el mercado está compuesta de 70% butanos y 30% propanos, con un poder calorífico (1atm, 15.65°C) superior de 27850 kcal/m³ (3200 BTU/ft³) y un poder calorífico neto de 23000 kcal/m³ (2600 BTU/ft³).

Gas reformado.- Aunque aplicable a cualquier gas transformado mediante un tratamiento adecuado, el término "reformado" se aplica por lo común a gases de valor térmico más bajo obtenidos mediante la pirólisis y la descomposición de vapor de gases de alto valor térmico tales como el gas natural, el propano, el butano o el gas de refinería petrolera. Se utiliza a veces para satisfacer las necesidades de consumo excesivo.

Gases de aceite.- Estos gases, con poderes caloríficos de 300 a 1100 BTU/ft³ se producen mediante la descomposición térmica de aceites que

van de la nafta a los residuos pesados de aceites con alto contenido de carbono.

Gas pobre.- Este gas se genera al lanzar chorros de aire y vapor a un lecho caliente profundo de carbón o coque de manera continua. Los productos del proceso son CO , N_2 (debido a la utilización del aire), pequeñas cantidades de H_2 y cierta cantidad de CO_2 . Debido al elevado porcentaje de N_2 en el gas, el poder calorífico es bajo (125 a 150 BTU/ft³).

Gas de agua azul, gas de agua carburado y gas de carbón.- Son gases combustibles producidos a partir del carbón o el coque (enriquecidos a veces con gas de aceite, natural o LPG). Cada vez tienen menor uso en el mercado.

Gas de hornos de fundición.- Este gas es un subproducto de la fabricación de hierro en lingotes en los hornos de fundición y se utiliza por lo general con fines de calentamiento dentro de la planta. Su poder calorífico es aproximadamente 90 BTU/ft³.

Acetileno.- Se utiliza primordialmente en operaciones que requieren una elevada temperatura de llama, tales como el corte de metales y la soldadura. Para transportarlo, se disuelve en acetona a presión y se introduce en pequeños recipientes que se llenan de material poroso.

Hidrógeno.- Se usa primordialmente para la producción de amoníaco y productos químicos, en la hidrogenación de gases y aceites, para

producir atmósferas reductoras en los hornos, y se usa en forma limitada como combustible con algunos fines especiales, tales como los de corte y soldadura. Se produce industrialmente mediante la electrólisis del agua, la degradación térmica del gas natural y otros hidrocarburos y reacciones de reforma del vapor. El hidrógeno está recibiendo una atención considerable, debido a que se trata de un gas combustible no contaminante.

Para valores de poder calorífico de algunos combustibles gaseosos comerciales, ver Tablas 1.1 y 2.1.

VI. Intercambio de combustibles.

Por diversas razones, a veces es necesario substituir un combustible por otro, preferiblemente sin mayores cambios en cámaras de combustión, quemadores, tuberías, o controles. Cinco aspectos deben tomarse en cuenta: 1) igual poder calorífico. 2) capacidad suficiente para el manejo de los fluidos en chimeneas, quemadores, tuberías, válvulas, controles. 3) estabilidad del quemador. 4) patrón de liberación de calor. 5) atmósfera del horno.

Gas a gas.- El índice Wobbe se usa para evaluar la intercambiabilidad con respecto a los puntos 1 y 2. Si el gas substituto tiene el mismo índice Wobbe que el gas a substituir, no se requieren cambios ni ajustes en las válvulas cuando se cambien los combustibles.

Si el combustible substituto, el cual puede ser una mezcla aire-

combustible, tiene mayor gravedad que el gas que reemplaza, menos pies cúbicos fluirán a través de tuberías, válvulas u orificios con la misma caída de presión. Para compensar esto, la mezcla reemplazante debe tener mayor poder calorífico para llevar la misma cantidad original de calor al quemador. Inversamente, si la mezcla substituta tiene menor gravedad, debe también tener menor poder calorífico si no se van a hacer cambios en válvulas o accesorios. El índice Wobbe es.⁽²²⁾

$$\text{Índice Wobbe} = \frac{H_o}{\sqrt{G_o}} = \frac{H_m}{\sqrt{G_m}} \quad [2.10]$$

donde H = poder calorífico; o = gas original; G = gravedad relativa al aire; m = mezcla substituta.

El porcentaje de gas substituto puro en una mezcla con aire que será intercambiable con el gas original es:

$$\%p = \frac{200}{1 - G_p + [(G_p - 1)^2 + 4G_o(H_p/H_o)^2]^{1/2}} \quad [2.11]$$

donde G_p = gravedad relativa al aire del substituto puro; G_o = gravedad relativa al aire del gas original; H_p = poder calorífico del substituto puro, y H_o = poder calorífico del gas original.

Los gases licuados del petróleo (propano, butano y mezclas de propano y butano) se entregan y almacenan como líquidos en recipientes

presurizados. Para mayores rangos de consumo, es necesario un vaporizador. El volumen de gas disponible de un galón líquido de propano comercial es de 36.28 ft³/gal, y para el butano comercial es de 31.46 ft³/gal, cuando ambos, líquido y gas se miden a 60°F y el gas está a una presión de 30 pulgadas de mercurio. Se requiere una estación de mezclado de aire y gas para mantener automáticamente la correcta proporción de ambos a todos los rangos de demanda. Por seguridad en el manejo, la mezcla de aire-gas debe estar arriba del límite de flamabilidad, aunque en los quemadores es diluida con la cantidad de aire de combustión.

La estabilidad del quemador depende de la velocidad de flama y de los límites de flamabilidad. Aunque se han propuesto algunos métodos teóricos para evaluar la estabilidad de la flama cuando se intercambian combustibles, es recomendable tratar el gas sustituto en los quemadores en todos los rangos de operación esperados. Generalmente los quemadores de premezcla son más sensibles que los quemadores de mezclado en boquilla. Usualmente no hay problemas con combustibles gaseosos fósiles (metano, etano, propano, butano y mezclas de éstos) pero estos combustibles a veces contienen compuestos insaturados formadores de hollín como el propileno y butileno.

El patrón de liberación de calor depende de la forma, intensidad y luminosidad de la flama. El gas natural se quema relativamente lento, por lo que muchos combustibles sustitutos tenderán a quemarse con flamas más cortas e intensas. El efecto de un cambio únicamente puede evaluarse probando el combustible sustituto en el proceso.

La atmósfera del horno puede afectarse seriamente si el combustible sustituto contiene una mayor concentración de una impureza como el azufre. Algunos procesos, particularmente los generadores de atmósfera para el tratamiento térmico, son muy sensibles al cambio de la relación carbono/hidrógeno.

Gas a aceite.- La única manera de substituir un quemador de gas por aceite es por medio de un vaporizador externo adicionado al quemador de gas de premezcla. Normalmente es más económico reemplazar los quemadores de gas por quemadores duales (una combinación de quemador de gas y aceite construido en un mismo cuerpo). En la selección del equipo de conversión se toman en cuenta los tres primeros aspectos vistos al principio de esta sección.

El patrón de liberación de calor es diferente para aceites debido a que sus flamas son más luminosas, aunque existen diseños de quemadores de aceite para producir flamas azules y quemadores de gas para producir flamas largas y amarillas. Debido a que se requiere un tiempo para la atomización y vaporización del aceite después de que éste deja la boquilla del quemador, comúnmente las flamas de los aceites requieren un poco más de espacio de combustión. Si el espacio para la combustión está muy confinado o si la mayor radiación de la flama puede afectar el proceso, entonces la conversión a aceite requerirá una revisión de la cámara de combustión.

La atmósfera del horno es de gran importancia para la industria del forjado. Deben evaluarse los cambios en el azufre y la relación

carbono/hidrógeno para cada combustible y en cada proceso.

VII. Costos comparativos de combustibles.

La manera más común de comparar combustibles es por su poder calorífico, y como el poder calorífico total es el más disponible, normalmente solo se usan estos datos. Esta única comparación puede ser engañosa.

En la práctica, el poder calorífico total no es aprovechado completamente en los equipos de combustión porque la temperatura de los gases de chimenea no es suficientemente baja para permitir la condensación del vapor de agua de los productos de la combustión. Por esta razón, es más conveniente la comparación con el poder calorífico neto, si es que está disponible. Los valores del poder calorífico neto y total no son proporcionales en todo el rango de los combustibles disponibles comerciales.

Las eficiencias de la combustión no son iguales para todos los combustibles. Por ejemplo, los combustibles con mayor contenido de hidrógeno producen gases de combustión que tienen altos calores específicos (esto es, para el mismo incremento de temperatura, estos gases absorben más calor que otros) así, la pérdida por gases de chimenea tiende a ser mayor para estos combustibles. Generalmente, los combustibles líquidos o gaseosos pueden ser quemados más eficientemente que los combustibles sólidos ya que se necesita menos consumo de energía por exceso de aire para asegurar una combustión

completa. Las cenizas en los combustibles sólidos también son causa de pérdida ya que acarrear calor fuera del horno cuando son removidas y porque algo de combustible sin quemar puede ser removido por las cenizas.

Los costos de operación usualmente varían ampliamente con los diferentes combustibles. Los costos de manejo de los combustibles sólidos y sus cenizas resultantes suelen ser considerables. Los combustibles líquidos deben ser almacenados, bombeados y algunas veces calentados.

Los costos del equipo para el control, seguridad, manejo, almacenamiento, combustión y abatimiento de la contaminación generalmente son menores con combustible más ligeros y más limpios. Algunos forros e interiores de las cámaras de combustión tienen que ser reemplazados con mayor frecuencia con algunos combustibles. La determinación de los costos relativos de equipo y de operación es un problema especial en cada caso particular.

CAPITULO 3

ANALISIS DE LA COMBUSTION.

I. Introducción.

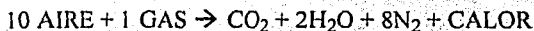
Frecuentemente es necesario predecir los requerimientos de aire para quemar un combustible, los productos de la combustión de ese combustible y las pérdidas que acompañan a la combustión.

Es muy importante el análisis experimental de la combustión para así poder detectar y minimizar las pérdidas y consecuentemente mejorar la eficiencia.

Los volúmenes de gas y aire se asumen a condiciones estándar (60°F, 14.9psia) a menos que se indique otra condición.

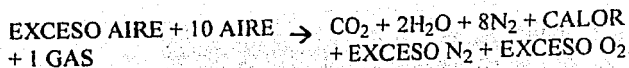
II.- Análisis de los gases de chimenea.

Si una mezcla de diez pies cúbicos de aire y un pie cúbico de gas natural reacciona completamente, pueden predecirse los productos:

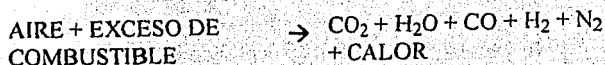


Todas las moléculas han reaccionado completamente por lo que se desarrolla la máxima temperatura.

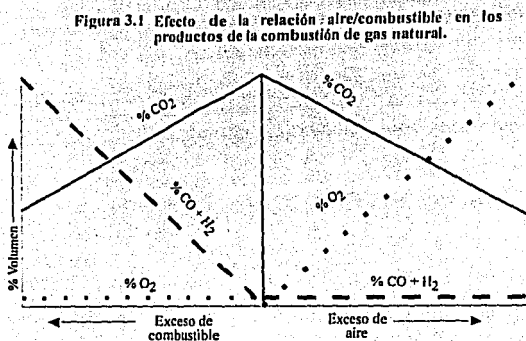
Cuando se adiciona exceso de aire a la reacción, los productos están completamente oxidados y con oxígeno libre presente en ellos (atmósfera oxidante):



Si no hay suficiente aire disponible, o se adiciona demasiado combustible:



En este caso, las moléculas de monóxido de carbono e hidrógeno buscan oxígeno libre, resultando una atmósfera reductora. El efecto de la relación combustible/aire y los productos resultantes se muestran en la Figura 3.1:



Un análisis químico de los gases de chimenea indicará qué relación de aire-combustible existe en un sistema cerrado y también que tanto se ha completado la reacción de combustión. Si se encuentra monóxido de

carbono e hidrógeno en los gases de chimenea indica una atmósfera reductora y una combustión incópleta. A pesar de esto, la ausencia de estos compuestos no garantizan una combustión perfecta, ya que su ausencia también puede indicar estar en la parte oxidante o de exceso de aire de la gráfica. Así mismo, un análisis de oxígeno únicamente indicará una condición de exceso de aire.

Un examen de la curva del dióxido de carbono indica que una medición de la cantidad de este compuesto presente en los gases de chimenea puede determinar la relación de combustible-aire. Una sola medición del dióxido de carbono no es suficiente ya que un 10% puede ser tanto exceso de aire como de combustible. Es necesario adicionar o disminuir combustible y tomar otra lectura. La dirección del cambio en el análisis del dióxido de carbono indicará la condición de la lectura original. Si se toma por ejemplo, una lectura del 10% de dióxido de carbono, y luego se adiciona un poco de combustible, al tomar la segunda lectura, si esta es mayor, indicaría que el punto original estaba del lado de exceso de aire de la curva; si la nueva lectura es menor, la lectura original estaba en el lado de exceso de gas.

Existen hoy en día una gran variedad de analizadores en el mercado. Los más simples son del tipo de absorción química del gas, el cual se burbujea a través del líquido y provee una lectura del porcentaje de volumen absorbido en una escala calibrada. Algunos instrumentos más complejos como el analizador Orsat, permiten una determinación del dióxido de carbono, oxígeno y monóxido de carbono en porcentaje en volumen, por medio de técnicas de absorción de líquidos.

En lugares donde deben realizarse muchas lecturas o se requiere de un análisis continuo, se recomiendan analizadores eléctricos. Estas unidades bombean una muestra medida y por un método de cambio de resistencia, analizan ya sea el porcentaje de oxígeno, combustibles totales (monóxido de carbono, hidrógeno) o ambos, simultáneamente.

Un analizador económico puede ser un material combustible, como un pedazo de madera. En el caso de que se requiera checar la atmósfera de un horno y no se dispongan de ningún analizador sofisticado, el operador puede introducir un pedazo de madera dentro del horno. Si el horno tiene una atmósfera oxidante, la madera se quemará o producirá una flama. Adicionando combustible al quemador hasta que la flama de la madera desaparezca, se puede obtener una atmósfera casi neutra. No importa que tan caliente esté el horno, la madera no se quemará a menos que haya oxígeno libre disponible.

III. Requerimientos de aire para la combustión.

La cantidad justa de oxígeno o aire que se necesita para quemar carbón, hidrógeno y azufre en un combustible, para obtener dióxido de carbono, vapor de agua y dióxido de azufre, es el oxígeno o aire teórico.

El volumen o peso teórico de oxígeno o aire que se requiere para quemar un peso dado de un combustible tiene un interés primordial en los cálculos de ingeniería para el diseño de los equipos. El volumen de oxígeno teórico que se necesita para quemar cualquier combustible se puede calcular a partir del análisis final del combustible como sigue:

$$359 \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} + \frac{S}{32} \right) = \text{ft}^3 \text{ de oxígeno} / \text{lb de combustible} \quad [3.1]$$

en donde C, H₂, O₂, S son las fracciones peso de esos elementos en una libra de combustible. El coeficiente 359 es el volumen en pies cúbicos de un mol de oxígeno a 32°F y 1 atm. El peso de oxígeno en libras se obtiene al multiplicar los pies cúbicos por 0.0891, que es la densidad del oxígeno en las mismas condiciones, el volumen de aire teórico se obtiene al utilizar el coeficiente 1710 en lugar de 359 (ver Tabla 3.2).

Para un combustible gaseoso, la cantidad de aire requerido está dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{\text{Volumen de aire}}{\text{Volumen de combustible}} = [(\% \text{CH}_4)(0.0956) + (\% \text{C}_2\text{H}_6)(0.1673) + (\% \text{C}_3\text{H}_8)(0.239) + (\% \text{C}_4\text{H}_{10})(0.311) + (\% \text{H}_2)(0.0239) + (\% \text{CO})(0.0239) - (\% \text{O}_2)(0.0478)] \quad [3.2]$$

donde todos los porcentajes son en volumen. Los compuestos no combustibles no tienen ningún efecto en la cantidad de aire requerido. En esta ecuación, el volumen del aire y gas deben ser medidos a la misma temperatura y presión. Si existe alguna diferencia de presión o temperatura entre el gas y el aire, se debe corregir con las siguientes ecuaciones:

$$\text{Volumen a } t_2 = \text{volumen a } t_1 \left(\frac{t_2 \text{ } ^\circ\text{F} + 460}{t_1 \text{ } ^\circ\text{F} + 460} \right) \quad [3.3]$$

$$\text{Volumen a } P_2 = \text{Volumen a } P_1 \left(\frac{P_1 \text{ en psi} + 14.7}{P_2 \text{ en psi} + 14.7} \right) \quad [3.4]$$

La cantidad de aire requerido para una combustión completa de un aceite con cantidades despreciables de azufre, oxígeno e inertes (el término "inertes" se refiere a sustancias no combustibles como el dióxido de carbono, nitrógeno, cenizas y agua) se puede calcular con las siguientes expresiones:

$$\frac{\text{ft}^3 \text{ aire}}{\text{gal aceite}} = (1906)(sg) - [379(sg)^2] \text{ donde } sg \text{ está entre } 0.825 \text{ y } 0.876 \quad [3.5]$$

$$\frac{\text{ft}^3 \text{ aire}}{\text{gal aceite}} = (1900)(sg) - [379(sg)^2] \text{ donde } sg \text{ está entre } 0.876 \text{ y } 0.934 \quad [3.6]$$

$$\frac{\text{ft}^3 \text{ aire}}{\text{gal aceite}} = (1895)(sg) - [379(sg)^2] \text{ donde } sg \text{ está entre } 0.934 \text{ y } 1.007 \quad [3.7]$$

$$\frac{\text{ft}^3 \text{ aire}}{\text{gal aceite}} = (1878)(sg) - [379(sg)^2] \text{ donde } sg \text{ está entre } 1.007 \text{ y } 1.076 \quad [3.8]$$

donde sg es la gravedad específica (60/60°F) del aceite combustible. Los pies cúbicos de aire obtenidos de estas expresiones deben ser medidos a 60°F y 14.7 psia. de presión. Para otras temperaturas y presiones, aplicar los factores de corrección de las ecuaciones [3.3] y [3.4].

La coincidencia estrecha entre las necesidades teóricas de aire observadas en la Tabla 3.1, sugiere que una buena aproximación a las necesidades de aire es de 7.7 lb/10000 BTU para el carbón y el coque, y

7.4 para los combustibles derivados del petróleo (25 pies cúbicos por minuto de aire por cada galón por hora de aceite⁽²²⁾).

En algunos casos se desea quemar los combustibles con una deficiencia de aire para obtener atmósferas reductoras. En otros casos, se provee exceso de aire intencionalmente. Esta condición se describe especificando el porcentaje de exceso de aire. Esto es, por ejemplo, si se requieren 1331 ft³ de aire para una combustión perfecta de un galón de aceite y se provee 10% de exceso de aire, entonces el aire que debe suministrarse es $1331 + (0.1 \times 1331)$ o simplemente $1.1 \times 1331 = 1464$ ft³ / gal.

Si se desea conocer el porcentaje de aire en exceso A_x bajo las condiciones de operación de un proceso de combustión, se podrá calcular a partir de:

$$A_x = \left(\frac{O_2}{0.266 N_2 - O_2} \right) 100 \quad [3.9]$$

en donde O_2 y N_2 son los porcentajes en volumen de esos gases en los productos gaseosos secos de la combustión, determinado a partir de un análisis de Orsat u otros métodos volumétricos para analizar los POC (Productos gaseosos de la combustión). Esta ecuación es sólo aplicable cuando el nitrógeno en el combustible es despreciable y no hay gases combustibles, tales como monóxido de carbono e hidrógeno, en los POC. Si se encuentran presentes estos gases, el porcentaje de aire en exceso es:

$$Ax = \frac{O_2 - 0.5 (CO + H_2)}{0.266 N_2 - O_2 + 0.5 (CO + H_2)} (100) \quad [3.10]$$

Si solo se conoce el contenido de dióxido de carbono de los productos gaseosos de combustión:

$$Ax = \frac{7900 [(CO_2)_t - CO_2]}{CO_2 [100 - (CO_2)_t]} \quad [3.11]$$

en donde $(CO_2)_t$ es el porcentaje máximo en volumen de dióxido de carbono que se puede obtener en los productos gaseosos secos de combustión para un combustible dado y (CO_2) es el porcentaje real que se encuentra en los productos gaseosos secos de la combustión. En la Tabla 3.1 se dan los valores de $(CO_2)_t$ para diversos combustibles.

IV. Productos de la combustión.

A menudo es necesario predecir la cantidad y analizar los productos de la combustión de un combustible para determinar los tamaños adecuados de chimenea, la presión del horno, y para predecir la magnitud de las pérdidas por gases de chimenea.

Un análisis completo de todos los productos de la combustión no siempre es requerida en cada caso; la selección depende de los requerimientos del proceso específico. El punto de 100% de aire requerido ofrece el mejor criterio para el monitoreo; en este punto se produce la máxima concentración de dióxido de carbono y vapor de agua y las concentraciones de oxígeno y exceso de combustibles decrecen

Tabla 3.1: CO2 y aire teóricos para la combustión de combustibles industriales

Combustible	Condiciones de combustión sin exceso de aire			
	Aire atmosférico necesario (lb / 10000 Btu)		% Máximo de CO2	
	Gama	Promedio	Gama	Promedio
Anthracita				
Nuevo México		7.83		19.5
Colorado		7.85		19.3
Pennsylvanía	7.81 - 7.93	6.87	20.0 - 20.0	20.0
Semiantracita	7.68 - 7.82	7.74	19.1 - 19.2	19.1
Carbon bituminoso				
De baja volatilidad	7.62 - 7.76	7.69	18.5 - 18.9	18.7
De volatilidad media		7.77		18.5
A muy volátil	7.51 - 7.73	7.63	17.7 - 18.7	18.4
B muy volátil	7.56 - 7.77	7.66	18.0 - 18.7	18.4
C muy volátil	7.54 - 7.67	7.6	18.0 - 18.5	18.2
Carbon subbituminoso	7.56 - 7.57	7.56	19.1 - 19.2	19.1
Lignito				
Dakota de Norte		7.47		19.5
Texas		7.52		19.2
Coque				
Alta temperatura		7.96		20.7
Baja temperatura		7.63		19.3
Paral		8.65		20.5
Subproducto		8.61		20.5
Coque de yacimiento de gas	8.02 - 8.10	8.06	20.4 - 20.6	20.6
Coque de petróleo		7.73		19.5
Coque de alquitran		8.13		20.7
Maderas				
Maderas blandas	7.02 - 7.22	7.11	18.7 - 20.4	19.8
Maderas duras	7.09 - 7.28	7.15	19.5 - 20.5	20.0
Bagazo	6.25 - 6.99	6.59	19.4 - 20.5	20.3
Acuosos de petróleo				
Gasolina (60° A P I)		7.46		14.9
Queroseno (45 A P I)		7.42		15.1
Gasóleo (30 A P I)		7.45		15.5
Combustóleo (15 A P I)		7.58		15.9
Combustibles gaseosos				
Gas natural	7.32 - 7.41	7.37	6.9 - 15.2	12.2
Gas de refineries y del petróleo	6.52 - 7.38	7.44	10.7 - 12.6	12.8
Gas de altos hornos	5.73 - 6.27	5.82	20.0 - 26.9	24.7
Gas de hornos de coqueización	6.66 - 7.02	6.80	9.5 - 12.7	11.1
Propano		7.24		13.7
Butano		7.26		14.0
Metano		7.20		11.7

Tomada de la referencia (23)

hasta cero. Por arriba del punto de 100% de aire la concentración del oxígeno se incrementa y por abajo del mismo, la concentración de los combustibles se incrementa, por lo que solo uno de éstos debe seleccionarse para un análisis (ver Fig. 3.1).

Los combustibles es el nombre común con el que se designa al grupo de elementos combustionables presentes en los productos de la combustión. Se encuentran únicamente por abajo del punto de 100% de aire (en la Figura 3.1 están representados por el monóxido de carbono y el

"seco" serán aproximadamente un 20% mayores que la del análisis "húmedo" para relaciones estequiométricas de gases combustibles de hidrocarburos mayores.

El dióxido de carbono comúnmente se usa como referencia para juzgar la eficiencia de la combustión y esto se hace comparando la lectura real con el dióxido de carbono último. El dióxido de carbono último es el máximo porcentaje de dióxido de carbono que puede encontrarse en los gases de chimenea bajo condiciones perfectas de combustión y se calcula como el cociente del volumen de dióxido de carbono producido entre el volumen total seco (ver Tabla 3.1). La base de la medición es importante ya que una lectura del 10% de dióxido de carbono sobre base húmeda equivale a un 12.2% de dióxido de carbono sobre base seca para la combustión del gas natural.

El nitrógeno constituye el volumen más grande de los productos de la combustión cuando se usa el aire como oxidante. Para nuestros propósitos, se puede asumir que el nitrógeno no se combina con ningún otro elemento, por lo que su concentración puede calcularse por la diferencia entre el volumen total y la suma de todos los demás constituyentes mostrados.

La Tabla 3.2 muestra los productos de la combustión completa de varios combustibles. Todos los volúmenes de gas están a 60°F y 30 pulgadas de mercurio, seco. Estos volúmenes deben ser corregidos a condiciones reales de presión y temperatura con las ecuaciones [3.3] y [3.4] para corrección de volúmenes. A temperaturas por debajo de los

250°F el vapor de agua en los gases de chimenea no se comporta como gas y se condensa. Por esta razón, los datos de volumen de agua carecen de sentido a menos que sean corregidos a una temperatura mayor de 250°F.

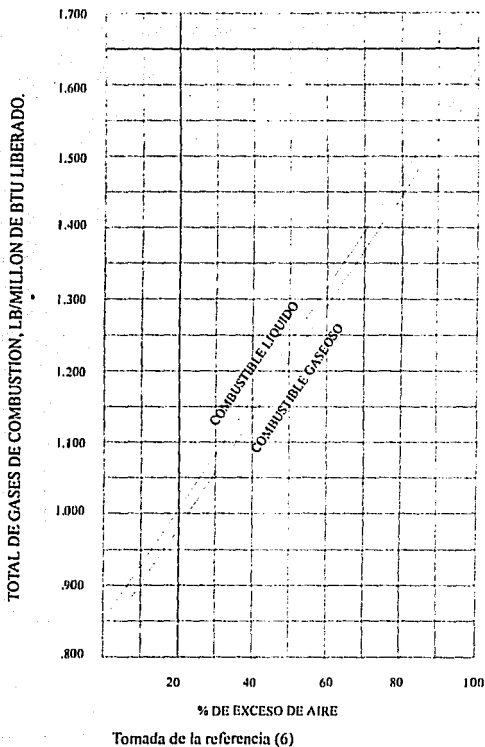
Tabla 3.2: Constantes de combustión

No.	Substancia	Fórmula	Peso molecular	Lb./pie ³	Pie ³ /lb	Densidad relativa aire 1.000	Moles·metro ³ ·pie ³ ·me ³ de combustible						Lb./lb de combustible					
							Necesario para La combustión			Productos de combustión			Necesario para la combustión			Productos de la combustión		
							O ₂	N ₂	Aire	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	N ₂	Aire	CO ₂	H ₂ O	N ₂
1	Carbón	C	12.01			1.0	3.76	4.76	1.0		3.76	2.66	8.86	11.5	3.66	8.86		
2	Hidrógeno	H ₂	2.016	0.0053	187.72	0.0696	0.5	1.88	2.38	1.0	1.88	7.91	26.4	34.3	8.94	26.4		
3	Oxígeno	O ₂	32.000	0.0846	11.819	1.053												
4	Nitrógeno (atm)	N ₂	28.016	0.0744	13.443	0.9718												
5	Vapor de agua	H ₂ O	18.015	0.0510	19.506	0.9672												
6	Dióxido de carbono	CO ₂	44.01	0.1170	8.548	1.5282	0.5	1.88	2.38	1.0	1.88	0.57	1.90	2.47	1.57	1.90		
Serie parafínica																		
7	Metano	CH ₄	16.041	0.0424	23.565	0.5543	2.0	7.53	9.53	1.0	2.0	7.53	3.99	13.3	17.3	2.25	43.3	
8	Etano	C ₂ H ₆	30.067	0.0803	12.455	1.0488	3.5	13.18	16.68	2.0	3.0	13.18	7.73	12.4	16.1	2.93	1.80	12.4
9	Propano	C ₃ H ₈	44.092	0.1196	8.365	1.5617	5.0	18.82	23.82	3.0	4.0	18.82	10.3	12.1	15.70	2.99	1.63	12.1
10	n-Butano	C ₄ H ₁₀	58.118	0.1582	6.321	2.0665	6.5	24.47	30.97	4.0	5.0	24.47	13.58	11.9	13.5	3.03	1.55	11.9
11	isobutano	C ₄ H ₁₀	58.118	0.1582	6.321	2.0665	6.5	24.47	30.97	4.0	5.0	24.47	13.58	11.9	13.5	3.03	1.55	11.9
12	n-Pentano	C ₅ H ₁₂	72.144	0.1901	5.252	2.4872	8.0	30.11	38.11	5.0	6.0	30.11	15.5	11.8	15.4	3.05	1.50	11.8
13	isopentano	C ₅ H ₁₂	72.144	0.1901	5.252	2.4872	8.0	30.11	38.11	5.0	6.0	30.11	15.5	11.8	15.4	3.05	1.50	11.8
14	Neopentano	C ₅ H ₁₂	72.144	0.1901	5.252	2.4872	8.0	30.11	38.11	5.0	6.0	30.11	15.5	11.8	15.4	3.05	1.50	11.8
15	n-Hexano	C ₆ H ₁₄	86.169	0.2274	4.398	2.9701	9.5	35.76	45.26	6.0	7.0	35.76	17.3	11.7	15.3	3.06	1.46	11.7
Serie olefínica																		
16	Etileno	C ₂ H ₄	28.051	0.0746	13.412	0.9340	3.0	11.29	14.29	2.0	2.0	11.29	5.42	11.1	11.8	3.14	1.29	11.4
17	Propileno	C ₃ H ₆	42.077	0.1110	9.097	1.4503	4.5	16.94	21.41	3.0	3.0	16.94	7.42	11.4	11.8	3.14	1.29	11.4
18	n-Butileno	C ₄ H ₈	56.102	0.1480	6.756	1.9336	6.0	22.59	28.59	4.0	4.0	22.59	9.42	11.4	11.8	3.14	1.29	11.4
19	isobutileno	C ₄ H ₈	56.102	0.1480	6.756	1.9336	6.0	22.59	28.59	4.0	4.0	22.59	9.42	11.4	11.8	3.14	1.29	11.4
20	n-Penteno	C ₅ H ₁₀	70.128	0.1852	5.400	2.4190	7.5	28.23	35.73	5.0	6.0	28.23	11.42	11.4	11.8	3.14	1.29	11.4
Serie aromática																		
21	Benceno	C ₆ H ₆	78.107	0.2060	4.852	2.6920	7.5	28.23	35.73	6.0	3.0	28.23	3.07	10.2	13.30	3.38	0.69	10.2
22	Tolueno	C ₇ H ₈	92.132	0.2431	4.113	3.1760	9.0	33.88	42.88	7.0	4.0	33.88	3.13	10.10	13.5	3.34	0.76	0.40
23	Xileno	C ₈ H ₁₀	106.158	0.2803	3.567	3.6618	10.5	39.52	50.02	8.0	5.0	39.52	3.17	10.5	13.70	3.32	0.85	1.53
Gases diversos																		
24	Acetileno	C ₂ H ₂	26.036	0.0697	14.344	0.9107	2.5	9.41	11.91	2.0	1.0	9.41	3.07	10.2	13.30	3.38	0.69	10.2
25	Nafaleno	C ₁₀ H ₈	128.162	0.3384	2.955	4.4208	12.0	45.17	57.17	10.0	4.0	45.17	3.00	9.97	13	3.43	0.56	9.97
26	Alcohol metílico	CH ₃ OH	32.041	0.0846	11.820	1.0552	1.5	5.65	7.15	1.0	2.0	5.65	1.50	4.98	6.48	1.37	1.13	4.98
27	Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH	46.067	0.1216	8.221	1.5890	3.0	11.29	14.29	2.0	3.0	11.29	2.08	6.93	9.02	1.92	1.17	6.93
28	Amoniaco	NH ₃	17.031	0.0456	21.914	0.5961	0.7	2.82	3.57	1.5	3.32	1.41	4.69	6.10	1.59	5.51		
Gases inertes																		
29	Asufre	S	32.06				1.0	3.76	4.76	1.0		3.76	1.00	3.29	4.29	5.0		3.29
30	Sulfuro de hidrógeno	H ₂ S	34.076	0.0911	10.979	1.1898	1.5	5.65	7.15	1.0	1.0	5.65	1.41	4.69	6.10	1.88	0.33	4.69
31	Dióxido de asufre	SO ₂	64.06	0.1733	5.770	2.2640												
32	Vapor de agua	H ₂ O	18.016	0.0476	21.017	0.6215												
33	Aire		28.9	0.0766	13.063	1.0000												

Tomada de la referencia (23)

Una relación general entre el tipo de combustible y la relación en peso de gases de combustión por BTU liberados se presenta en la Figura 3.2.

Figura 3.2: Cantidad de gases de combustión



Se puede calcular el peso del gas seco en los productos gaseosos de la combustión a partir de:

$$G_d = \frac{C_f - C_r}{100} \left[\frac{4(CO_2) + O_2 + 700}{3(CO_2 + O_2)} \right] \quad [3.12]$$

en donde G_d = lb de gas seco / lb combustible quemado; C_f y C_r son los porcentajes en peso de carbono en el combustible y los residuos (para el caso de los combustibles sólidos), respectivamente; CO_2 y O_2 son los porcentajes en volumen de estos gases en los productos gaseosos de la combustión. Esta ecuación presupone que la cantidad de combustibles es nula o insignificante en los productos gaseosos secos de la combustión.

El peso del gas húmedo en los productos gaseosos de la combustión es:

$$G_w = G_d + 0.09 H_2 \quad [3.13]$$

en donde G_w = lb de gas húmedo / lb de combustible quemado y H_2 es el hidrógeno total, expresado como porciento en peso, en el combustible, tal y como se quemó.

Para cálculos aproximados, puede deducirse de la Tabla 3.2 que el volumen de los productos de la combustión es igual a la suma de los volúmenes del gas y aire. Esto es muy aproximado para gases naturales y algunos gases manufacturados. Para gas L. P. los pies cúbicos de los productos de combustión por pie cúbico de combustible es casi igual a los pies cúbicos de aire por pie cúbico de combustible + 2. Para aceites, los pies cúbicos de los productos de combustión por galón = pies cúbicos de aire por galón + 85.(22)

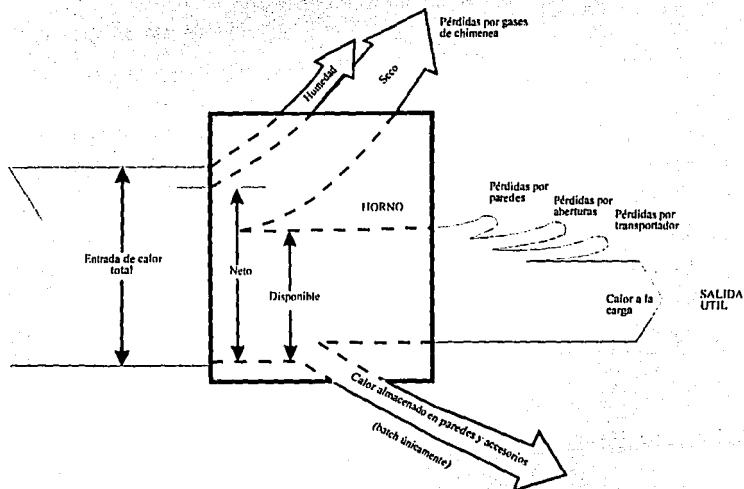
Para los casos en donde se provee exceso de aire, es necesario sumar el peso o volumen del exceso de aire (nitrógeno más oxígeno) a

los otros productos de combustión (ver Figura 3.2). Cuando hay una deficiencia de aire es difícil predecir el volumen o el análisis de los productos de la combustión, pero el peso total de los productos será igual al peso del combustible más el peso del aire suplementado.

V. Eficiencia de la combustión.

Para cualquier horno la eficiencia total de combustión es 100% menos la suma de todas las pérdidas. Esto se puede ilustrar por el siguiente diagrama (Fig. 3.3)

Figura 3.3: Diagrama Sankey para el balance de calor en un horno



Tomada de la referencia (22)

Podemos definir la eficiencia como:

$$\text{eficiencia \%} = \left(\frac{\text{salida utilizable}}{\text{entrada total}} \right) 100, \text{ ó } \left(\frac{\text{entrada total} - \text{pérdidas totales}}{\text{entrada total}} \right) 100 \quad [3.14]$$

en donde la entrada, salida y pérdidas están medidas en unidades consistentes como BTU/hr u otras.

Las pérdidas por transportadores, paredes y aberturas pueden ser calculados con datos específicos de transferencia de calor (ver Tablas 4.6, 7.1, 7.6, 7.7). Las pérdidas por gases de chimenea incluyen el calor extraído por los gases secos (como el CO_2 , N_2 , O_2 , CO) y el calor extraído por la humedad en dichos gases. La pérdida por humedad es el calor latente y sensible del agua formada por la combustión del hidrógeno en el combustible.

La pérdida por gases de chimenea secos es igual a la cantidad de calor extraído por los productos secos de la combustión medida por el enfriamiento desde la temperatura de salida de estos, hasta la temperatura base usada para evaluar el poder calorífico total del combustible (usualmente 60°F). En términos generales esta pérdida puede evaluarse como:

$$\text{Pérdida dfg} = \text{flujo dfg} [\text{contenido de calor de dfg a la temperatura de chimenea} - \text{contenido de calor de dfg a la temperatura base (igual a cero)}]. \quad [3.15]$$

donde dfg = gases secos de chimenea.

La pérdida por humedad se evalúa en la misma forma y con el mismo criterio que los gases secos. En esta pérdida se incluye el calor latente de condensación del vapor de agua formado. El poder calorífico neto de un combustible es igual al poder calorífico total menos el calor latente de vaporización del agua:

$$\text{Pérdidas por humedad} = \text{lb H}_2\text{O} / \text{hr} [\text{entalpia (o contenido de calor) del vapor a temperatura de chimenea} - \text{entalpia del líquido a temperatura base}]. \quad [3.16]$$

Se puede usar la siguiente expresión:

$$\text{Pérdida por humedad, BTU / hr} = \text{lb H}_2\text{O} / \text{hr} [1089 + 0.46 (t_2 - t_1)] \quad [3.17]$$

donde t_2 es la temperatura de salida del horno ($^{\circ}\text{F}$) y t_1 es la temperatura base.

El calor disponible es la cantidad total de calor liberado dentro de la cámara de combustión, menos las pérdidas por gases secos de chimenea y humedad. Representa la cantidad de calor remanente para calentamiento útil más pérdidas por paredes, transportadores, aberturas y almacenamiento de calor (Fig. 3.4).

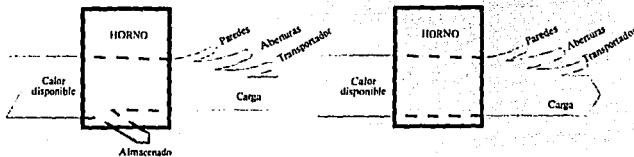


Figura 3.4: Diagrama Sankey con calor neto o disponible.

Comenzando con el calor neto en lugar del calor total los balances de calor en un horno se simplifican bastante. El diagrama de la izquierda es para un horno por lotes; el de la derecha es para un horno continuo.

Tomada de la referencia (22)

El calor útil transferido a la carga depende de la temperatura a la que se extraigan los gases de chimenea. A menor temperatura salgan los gases de chimenea mayor será el porcentaje de calor utilizado (ver Fig. 3.5).

Ambos, tanto el exceso de aire como el de combustible reducen el porcentaje de calor disponible (ver Fig. 3.6).

Las pérdidas debido a una combustión incompleta comprende las pérdidas por combustión incompleta de monóxido de carbono, hidrógeno e hidrocarburos (incluyendo aldehídos proveniente de un pobre mezclado o apagado de flama). Una combustión incompleta puede ser intencional en lugares donde se requiere una atmósfera reductora. El porcentaje de pérdida debido a una deficiencia de aire es igual aproximadamente al porcentaje de deficiencia.

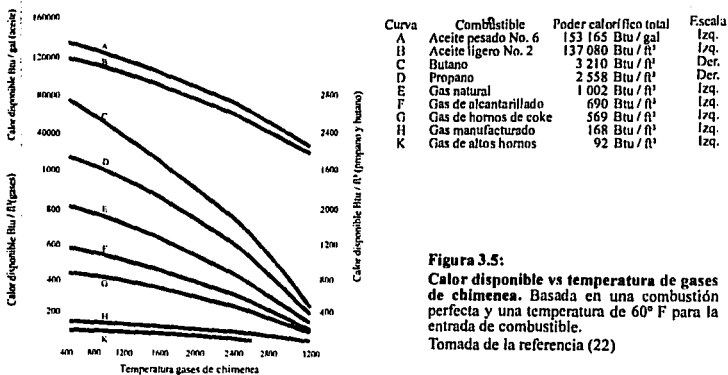
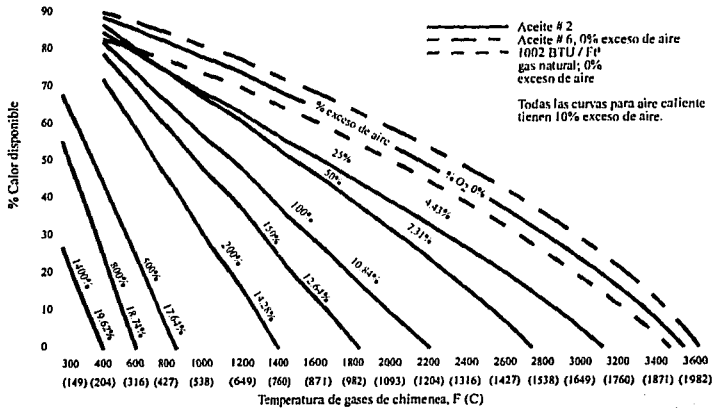


Figura 3.6: Efecto del exceso de aire sobre el calor disponible vs temperatura de gases de chimenea para ciertos combustibles.



Tomada de la referencia (22)

Alimentación óptima de aire.- La alimentación óptima de aire para la mejor eficiencia térmica en un horno es aquella en la cual la suma de las pérdidas debido a una combustión incompleta y las pérdidas de calor por gases de chimenea es mínima. En los casos donde es posible un completo y veloz mezclado, la razón óptima de aire/combustible es la razón estequiométrica. Usualmente este es el caso cuando el combustible es un gas o un aceite. Si el mezclado es pobre, a menudo es necesario adicionar exceso de aire para llevar a cabo una combustión completa. Este exceso de aire incrementará los gases de chimenea. Una determinación exacta del punto óptimo requiere una serie de pruebas de diferentes razones de aire/combustible, pero el punto puede ser muy aproximado para aquella

razón aire/combustible que produzca el mayor porcentaje de dióxido de carbono.

Si el mezclado es perfecto, las pérdidas por combustión incompleta son cero en la razón estequiométrica de aire/combustible, y las pérdidas totales también son mínimas en esta razón.

VI. Recuperación de calor.

Ya que los gases de la combustión tirados a la atmósfera contienen todavía considerable cantidad de calor en muchas operaciones industriales, es una operación lógica recuperar parte de ese calor, ya sea en el proceso mismo o en otro proceso cercano. Se pueden considerar tres grupos de métodos de recuperación de calor de los productos de la combustión: 1) precalentamiento de la carga, 2) generación de vapor, calentamiento de agua o aire, 3) precalentamiento del aire de combustión. Cuando se considera un proceso de recuperación de calor, debe hacerse un análisis desde el punto de vista de costos, ahorro de combustible, requerimientos de espacio, conveniencia, mantenimiento, contaminación (NOx), etc. El punto es: "¿Hay necesidad de recuperar el calor cuando éste es recuperable?"

El precalentamiento de la carga puede ser alto en costo inicial y en requerimiento de espacio, pero es ideal desde los demás puntos de vista para la recuperación de calor. Para cualquier horno con la carga viajando a contra flujo con los gases de combustión, este método requiere de una mayor longitud o espacio del horno para el precalentamiento.

La generación de vapor, calentamiento de agua o aire puede ser una manera efectiva de ahorrar combustible si la demanda de estos servicios coinciden con la disponibilidad de los gases de chimenea. Se ha demostrado que la recuperación de calor es mayor con vapor y líquidos que con aire.(22)

El precalentamiento del aire de combustión es uno de los sistemas más populares de recuperación de calor, probablemente porque requiere muy pocos arreglos del horno y porque utiliza el calor recuperado directamente en el proceso donde es liberado. Este sistema disminuye las pérdidas por gases de chimenea transfiriendo su calor al aire frío de combustión. Ya que este incremento en calor útil se logra por el uso de calor que de otra forma hubiera sido liberado sin ser utilizado, el proceso resulta en una ganancia de la eficiencia térmica.

Algunos equipos usados para esta recuperación de energía son los intercambiadores de calor, precalentadores de aire, los recuperadores y los regeneradores.

El porcentaje de ahorro de combustible para cualquier condición de operación (precalentamiento de aire, enriquecimiento con oxígeno, etc), puede evaluarse como sigue:

$$\frac{\% \text{ de combustible ahorrado}}{100} = 1 - \frac{\% \text{ calor disponible en a}}{\% \text{ calor disponible en b}} \quad [3.18]$$

La Figura 3.7 muestra el porcentaje de calor disponible con varias cantidades de exceso de aire y a diferentes temperaturas de precalentamiento.

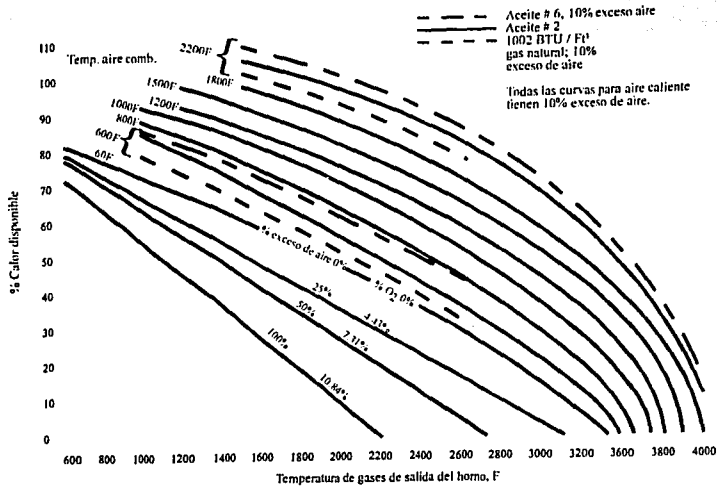


Figura 3.7: Calor disponible vs temperatura de gases de chimenea a diferentes temperaturas de aire de combustión precalentado. Tomada de la referencia (22)

El ahorro no únicamente es por disminución de pérdidas por gases de chimenea, sino que también se logran temperaturas de flama más altas y una mayor rapidez de combustión.

La ganancia en eficiencia térmica por el uso de aire precalentado puede representar ya sea un ahorro de combustible para la misma carga de trabajo, o bien, mayor carga de trabajo con la misma cantidad de

combustible. Analizando estos puntos, si la producción se mantiene constante (la entrada de combustible se reduce en proporción a la ganancia de eficiencia), la temperatura del horno no cambiará apreciablemente, la temperatura de flama será mayor y habrá una disminución en la convección debido a una disminución del volumen de gases que pasan por el horno.

Si la entrada de combustible se mantiene igual después de adicionar el aire precalentado, la producción no sólo se incrementará por la ganancia de eficiencia, sino también por una mayor eficiencia en la transferencia de calor (la mejora en la eficiencia térmica combinada con la misma entrada de combustible, da mayor liberación de calor lo cual da una mayor temperatura en los refractarios; la transferencia de calor por radiación es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta de la superficie emisora, por lo que la transferencia por radiación de la flama y los materiales refractarios se incrementa enormemente). Esto significa que el almacenamiento de calor va a ser mucho mayor. También, la velocidad de flama es aproximadamente proporcional al cuadrado de la temperatura absoluta del aire y de la mezcla. Esto permite una mayor liberación de calor dentro del mismo espacio.

Los precalentadores de aire se han utilizado normalmente para hornos que operan a más de 2600°F. Conforme los combustibles se vuelven más caros y escasos, los recuperadores se utilizarán para menores temperaturas. Un precalentador o recuperador de calor no se debe instalar a menos que se tenga un control automático de la relación aire/combustible, un control automático de la presión del horno, así

como también debe tenerse en marcha un programa estricto de mantenimiento del horno.

Algunas precauciones que deben tenerse al instalar un precalentador de aire son: las entradas de aire en las válvulas, tuberías y quemadores deben ser mayores para acomodar el mayor volumen del aire caliente, la vida de los refractarios pueden afectarse por el cambio en la temperatura, y las líneas de aire caliente deben aislarse.

VII. Enriquecimiento con oxígeno.

La sustitución del aire para la combustión, el cual contiene sólo 21% de oxígeno, por oxígeno puro, reduce la cantidad de calor absorbida por el nitrógeno y también reduce las pérdidas por los gases de chimenea.

El nitrógeno contenido en el aire es el ingrediente para la formación de los óxidos de nitrógeno en la combustión, los cuales son contaminantes. El enriquecimiento con oxígeno disminuye, o bien, puede eliminar completamente este ingrediente.

El enriquecimiento con oxígeno, o bien, el uso de oxígeno puro, alcanza temperaturas de flama considerablemente mayores, trayendo esto una mejor transferencia de calor radiante (la transferencia de calor radiante es función de la cuarta potencia de la temperatura absoluta); se disminuye el volumen de gases de chimenea disminuyendo así las

pérdidas, se aumenta el calor disponible y con ello la eficiencia de la combustión (ver Figs. 3.8 y 3.9).

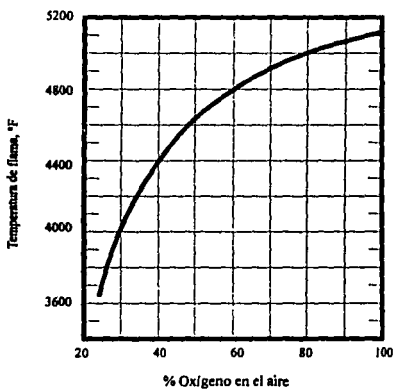


Figura 3.8: Temperatura de flama vs. % oxígeno en el aire de combustión. Tomada de la referencia (15)

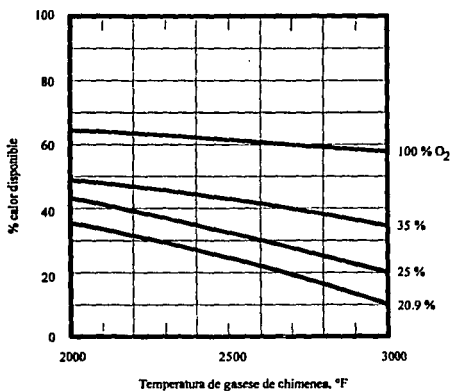


Figura 3.9: Calor disponible vs. Temperatura de gases de chimenea y porcentaje de oxígeno en el aire de combustión. Tomada de la referencia (15)

En adición a generar mayores temperaturas de flama y menores volúmenes de gases de chimenea, el uso de oxígeno en lugar de aire produce una mayor velocidad de flama y amplía los límites de flamabilidad ya que el oxígeno produce una mayor actividad química en el proceso de la combustión. El resultado neto de las flamas enriquecidas es que son más calientes e intensas que las flamas de aire-combustible normales.

El calentamiento por medio del enriquecimiento con oxígeno tiene varias ventajas, entre ellos, una mayor temperatura de flama, mayor eficiencia, disminución del tamaño del horno, etc. De todas formas, su aceptación ha sido lenta debido a factores económicos, tales como el rápido deterioro del quemador y horno, costos por medidas de seguridad por manejo del oxígeno, y sobre todo, por el elevado precio de la generación del oxígeno.

Por otro lado, se han ido desarrollando nuevas y menos costosas técnicas de generación de oxígeno. Si se llegase a desarrollar una técnica que pruebe ser económicamente factible, y si los quemadores y hornos son diseñados para operar eficiente y confiablemente con niveles altos de oxígeno, la siguiente generación de la industria del proceso de calentamiento será la "Generación del oxígeno".

CAPITULO 4

TRANSFERENCIA DE CALOR

I. Introducción.

La liberación de energía calorífica es solamente la primera etapa de la operación de calentamiento. Esta energía se debe transmitir al material que se desea calentar tan completamente como se pueda.

Es necesario conocer los mecanismos y factores que afectan el proceso de transferencia de calor, ya que la eficiencia de la combustión no solamente depende de que tan bien se genera la reacción, sino también que tanto calor es aprovechado de la misma, minimizando pérdidas y optimizando el proceso.

II. Mecanismos de transferencia de calor.

Se reconocen actualmente tres mecanismos puros de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

Todos los sistemas y fenómenos en que se manifiesta la transferencia de calor muestra una combinación de las tres formas anteriormente listadas, aunque cada una se dé en diferentes magnitudes.

Conducción.- Es la transferencia de calor de una parte de un cuerpo a otra del mismo cuerpo, o bien, de un cuerpo a otro que esté en contacto físico con él, sin desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo.

Convección.- Es la transferencia de calor de un punto a otro, dentro de un fluido, un gas o un líquido, mediante la mezcla de una porción del

fluido con otra. En la convección natural, el movimiento del fluido se debe totalmente a diferencias de densidad como resultado de diferencias de temperatura; en la convección forzada, el movimiento se produce por medios mecánicos. Cuando la velocidad forzada es relativamente baja, se debe entender que los factores de "convección libre", tales como las diferencias de temperatura y densidad, pueden tener una influencia importante.

Radiación.- Es la transferencia de calor de un cuerpo a otro, que no se encuentra en contacto con él, por medio del movimiento ondulatorio a través del espacio.

III. Factores que afectan la transferencia de calor.

Área de transferencia de calor.- La cantidad de calor que fluye de una fuente caliente a un receptor frío es proporcional a la cantidad de área a través de la cual el calor debe fluir. Por ejemplo, la pérdida de calor de una pared de un horno de veinte pies cuadrados es el doble del de una pared de un horno de diez pies cuadrados, si todos los demás factores permanecen iguales. La cantidad de calor que se transfiere por pie cuadrado o por una determinada superficie, BTU/hr ft², se le conoce como flujo de calor o flux de calor.

Diferencia de temperatura.- En conducción y convección forzada, el flujo de calor es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre la fuente de calor y el receptor. Por ejemplo, el flujo de calor de una fuente a 150°F calentando aire desde 50°F será la mitad de una fuente a

250°F calentando aire desde 50°F, si todas las demás condiciones permanecen iguales.

En los casos donde se involucra la radiación, la diferencia de temperatura tiene mucho mayor efecto, ya que el flujo de calor es proporcional a la diferencia de temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia entre la fuente emisora de calor y el receptor. El fenómeno se describe por la ley de Stefan - Boltzman:

Flujo de calor por radiación, q , Bt u/ft²hr = $0.1713 \times 10^{-8} (T_s^4 - T_r^4) (F_e)(F_a)$ [4.1]

donde T_s es la temperatura absoluta en °F de la fuente de calor; T_r es la temperatura absoluta en °F del receptor; F_e y F_a son factores de emisividad (o emitancia) y de arreglo, respectivamente (ver Tabla 4.1, "Naturaleza de la superficie" y "Posiciones relativas" dentro de este capítulo).

Tabla 4.1: Factores de emitancia para la ecuación de Stefan - Boltzman*
Modificada de la referencia (16)

Arreglo	Factor de emitancia, F_e
Una superficie de emitancia e_1 completamente rodeada por una superficie comparativamente grande de emitancia e_2 .	e_1
Una superficie de emitancia e_1 completamente rodeada por una superficie comparativamente pequeña de emitancia e_2	$\frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1}$
Planos paralelos de emitancia e_1 y e_2 , la distancia entre estos planos es pequeña en comparación con cualquier dimensión de cualquier plano.	$\frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1}$
Esferas concéntricas o cilindros muy largos, la esfera o cilindro interno tiene una superficie S_1 y una emitancia e_1 , la esfera o cilindro externo tiene una superficie S_2 y una emitancia e_2 .	para reflexión difusa } $\frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{e_2} - 1 \right)}$
	para reflexión como espejo } $\frac{1}{\frac{1}{e_1} + \frac{1}{e_2} - 1}$

* Todos estos factores de emitancia están arreglados para usarse en la determinación de la radiación por pie cuadrado de la superficie más pequeña (esto es, la superficie correspondiente al subíndice 1). El factor de arreglo, F_a , en todos los arreglos de arriba es 1.0.

La Tabla 4.2 se deriva de la ecuación de Stefan - Boltzman [ec.4.1] con $F_e = 1$ y $F_a = 1$, es decir, como radiación de "cuerpo negro" o radiación perfecta ("cuerpo negro" es aquél que absorbe toda la energía radiante que incide sobre él y emite la máxima radiación posible a una temperatura dada). La transferencia de calor por radiación es intensa a altas temperaturas, usualmente dominante a la convección en el rango donde el objeto emisor o receptor está visiblemente radiante. Para comparación con los otros procesos de transferencia de calor, el flujo de calor por radiación a veces se escribe como:

$$\text{Flujo de calor por radiación, } Q_r = (hr)(A)(\Delta T) \text{ ó } q_r = (hr)(\Delta T) \quad [4.2]$$

donde A es el área del flujo de calor, ΔT es la diferencia de temperatura, y hr es un coeficiente de radiación, $= q_r / (T_s - T_r)$ (ver Tabla 4.2).

Conductividad.- En la transferencia de calor por conducción, la propiedad conocida como "conductividad térmica" se usa como medida de la habilidad del material para conducir calor. La conductividad es la cantidad de calor que pasa a través de una unidad de área y una unidad de espesor, cuando la diferencia de temperatura en ese espesor es de un grado. La cantidad de calor que pasa a través de una capa de material sólido es:

$$\text{Flujo de calor por conducción, } Q_k = (k/L)(A)(\Delta T) \text{ ó } q_k = (k/L)(\Delta T) \quad [4.3]$$

donde Q_k es el flujo de calor total por conducción, BTU / hr; q_k es el flujo de calor por conducción por unidad de área, BTU / ft²hr; k es la

Tabla 4.2: Flujo de calor por radiación entre cuerpos negros, con $F_e = F_a = 1$

1000s de BTU / ft ² hr	Temperatura de la otra superficie, °F																
	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200
100	0.1	0.2	0.8	2.0	4.1	7.6	12.8	20.3	30.7	44.5	62.5	85.5	114.4	150.0	193.2	245.2	307.1
200	0.2	0.0	0.6	1.8	4.0	7.5	12.7	20.2	30.5	44.3	62.4	85.4	114.2	149.8	193.1	245.1	306.9
300	0.5	0.2	0.4	1.6	3.7	7.2	12.4	19.9	30.3	44.1	62.1	85.1	114.0	149.6	192.8	244.8	306.7
400	0.9	0.6	0.0	1.2	3.4	6.8	12.1	19.6	29.9	43.7	61.8	84.8	113.6	149.2	192.5	244.5	306.3
500	1.4	1.1	0.5	0.7	2.9	6.3	11.5	19.0	29.4	43.2	61.2	84.3	113.1	148.7	191.9	244.0	305.8
600	2.1	1.8	1.2	0.0	2.2	5.6	10.8	18.3	28.7	42.5	60.5	83.6	112.4	148.0	191.2	243.3	305.1
700	3.0	2.8	2.2	0.9	1.2	4.7	9.9	17.4	27.7	41.6	59.6	82.6	111.5	147.0	190.3	242.3	304.2
800	4.2	4.0	3.4	2.2	0.0	3.5	8.7	16.2	26.5	40.3	58.4	81.4	110.2	145.8	189.1	241.1	303.0
900	5.8	5.5	4.9	3.7	1.5	1.9	7.1	14.6	25.0	38.8	56.8	79.9	108.7	144.3	187.5	239.6	301.4
1000	7.7	7.5	6.8	5.6	3.5	0.0	5.2	12.7	23.1	36.9	54.9	77.9	106.8	142.3	185.6	237.6	299.5
1100	10.1	9.8	9.2	8.0	5.8	2.4	2.9	10.4	20.7	34.5	52.6	75.6	104.4	140.0	183.3	235.3	297.1
1200	12.9	12.7	12.1	10.8	8.7	5.2	0.0	7.5	17.8	31.7	49.7	72.7	101.6	137.1	180.4	232.4	294.3
1300	16.3	16.1	15.5	14.3	12.1	8.6	3.4	4.1	14.4	28.2	46.3	69.3	98.1	133.7	177.0	229.0	290.8
1400	20.4	20.2	19.6	18.3	16.2	12.7	7.5	0.0	10.3	24.2	42.2	65.2	94.1	129.6	172.9	224.9	286.8
1500	25.2	24.9	24.3	23.1	21.0	17.5	12.3	4.8	5.6	19.4	37.4	60.5	89.3	124.9	168.1	220.1	282.0
1600	30.8	30.5	29.9	28.7	26.5	23.1	17.8	10.3	0.0	13.8	31.9	54.9	83.7	119.3	162.6	214.6	276.4
1700	37.2	36.9	36.3	35.1	33.0	29.5	24.3	16.8	6.4	7.4	25.4	48.5	77.3	112.9	156.1	208.1	270.0
1800	34.6	44.3	43.7	42.5	40.3	36.9	31.7	24.2	13.8	0.0	18.0	41.1	69.9	105.5	148.7	200.8	262.6
1900	53.0	52.8	52.2	50.9	48.8	45.3	40.1	32.6	22.3	8.4	9.6	32.6	61.4	97.0	140.3	192.3	254.2
2000	62.6	62.4	61.8	60.5	58.4	54.9	49.7	42.2	31.9	18.0	0.0	23.0	51.9	87.4	130.7	182.7	244.6
2100	73.5	73.2	72.6	71.4	69.2	65.8	60.5	53.0	42.7	28.9	10.8	12.2	41.0	76.6	119.9	171.9	233.7
2200	85.6	85.4	84.8	83.6	81.4	77.9	72.7	65.2	54.9	41.1	23.0	0.0	28.8	64.4	107.7	159.7	221.6
2300	99.3	99.0	98.4	97.2	95.0	91.6	86.4	78.9	68.5	54.7	36.7	13.6	15.2	50.8	94.0	146.1	207.9
2400	114.5	114.2	113.6	112.4	110.2	106.8	101.6	94.1	83.7	69.9	51.9	28.8	0.0	35.6	78.8	130.9	192.7
2600	150.0	149.8	149.2	148.0	145.8	142.3	137.1	129.6	119.3	105.5	87.4	64.4	35.6	0.0	43.3	95.3	157.1
2800	193.3	193.1	192.5	191.2	189.1	185.6	180.4	172.9	162.6	148.7	130.7	107.7	78.8	43.3	0.0	52.0	113.9
3000	245.3	245.1	244.5	243.3	241.1	237.6	232.4	224.9	214.6	200.8	182.7	159.7	130.9	95.3	52.0	0.0	61.9
3200	307.2	306.9	306.3	305.1	303.0	299.5	294.3	286.8	276.4	262.6	244.6	221.6	192.7	157.1	113.9	61.9	0.0
3400	380.1	379.8	379.2	378.0	375.8	372.4	367.2	359.7	349.3	335.5	317.5	294.4	265.6	230.0	186.8	134.7	72.9
3600	465.2	465.0	464.4	463.1	461.0	457.5	452.3	444.8	434.5	420.6	402.6	379.6	350.7	315.2	271.9	219.9	158.0
3800	563.9	563.7	563.0	561.8	559.7	556.2	551.0	543.5	533.1	519.3	501.3	478.3	449.4	413.9	370.6	318.6	256.7
4000	677.5	677.3	676.7	675.4	673.3	669.8	664.6	657.1	646.8	632.9	614.9	591.9	563.0	527.5	484.2	432.2	370.3

NOTA: Los valores de hr, el coeficiente de radiación, se puede obtener como sigue: $hr = (Q_{bb} \times F_e \times F_a) / (T_s - T_r)$, donde Q_{bb} es la radiación de cuerpo negro (valor de la tabla de arriba x 1000) y todos los demás términos están definidos en conexión con la ecuación de Stefan - Boltzman

Tomada de la referencia (22)

conductividad térmica en $\text{BTU} / \text{ft} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F}$ ó $\text{BTU} / \text{ft}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F}$ si es que L está en pulgadas; L es la longitud del flujo térmico en ft o pulgadas; A es el área del flujo térmico, en ft^2 , y ΔT es la diferencia de temperatura, en $^\circ\text{F}$. Pueden usarse otras unidades siempre y cuando sean todas consistentes. La Tabla 4.3 enlista conductividades de algunos materiales.

La cantidad de calor que se difunde a través de un sólido depende de su difusividad, α la cual es igual a la conductividad dividida entre el volumen de calor específico, $k / c\rho$, donde c es el calor específico en $\text{BTU} / \text{lb} \cdot ^\circ\text{F}$ y ρ es la densidad en lb / ft^3 . El "tiempo de absorción" para el calentamiento completo de una pieza es menor para aquellos con difusividad mayor.

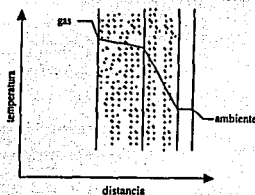


Figura 4.1: Gradientes de temperatura para la conducción de calor en serie, a través de sólidos.

Tomada de la referencia (23)

En líquidos, gases y vapores, la convección es usualmente mucho más importante que la conducción, aunque la conductividad de la película que se forma en los fluidos es uno de los factores que más afectan la transferencia de calor por convección (ver Figura 4.2).

Velocidad y turbulencia.- En transferencia de calor por convección, la velocidad y turbulencia tienen un gran efecto en la transferencia. Una

alta velocidad y turbulencia tiende a reemplazar de una superficie las moléculas calientes por frías (o viceversa), trayendo esto una rápida y mayor transferencia en el proceso. Las moléculas de un fluido que están pegadas o más cerca a la superficie de un sólido, se encuentran con muy poco movimiento, o bien, estancadas, debido a la fuerza de fricción; estas moléculas forman una capa o película en la superficie del sólido en el cual el calor se transfiere por conducción (Figura 4.2). Todos los fluidos, especialmente los gases, tienen una conductividad baja (muchos aislantes son a base de espacios de aire aprovechando la baja conductividad de éste), por lo que la película constituye la mayor resistencia a la transferencia de calor. El recíproco de la resistencia, llamado coeficiente de película, h_c , es una medida de la capacidad por convección en la transferencia de calor:

$$Q_c = (h_c) (A) (\Delta T) \quad [4.4]$$

donde h_c tiene unidades de $BTU / ft^2hr^\circ F$, u otras unidades consistentes, y los demás términos son iguales a las ecuaciones [4.2] y [4.3].

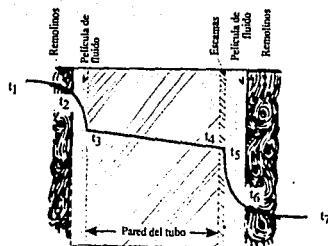


Figura 4.2: Gradientes de temperatura para el flujo de calor por conducción y convección de dos fluidos, separados por un sólido.

Tomada de la referencia (23)

La conductividad de la película del fluido es un factor muy importante para la transferencia de calor; los coeficientes de película para los gases usualmente están en el rango de 2 a 50 BTU / hrft²F, mientras que el rango para los líquidos comúnmente es mayor a 100. Otro factor muy importante es el espesor de la película, el cual disminuye al aumentar la velocidad y turbulencia (casos excepcionales son la ebullición y condensación, donde la acción de la gravedad impide la formación de la película, resultando coeficientes del orden de 1000). En flujo turbulento, el coeficiente de película, y por lo tanto, la cantidad de transferencia de calor varía aproximadamente:

- 0.52 a 0.61 de la potencia de la velocidad, para flujo transversal sobre una tubería.
- 0.67 de la potencia de la velocidad, para flujo a través de un banco de tubos.
- 0.75 de la potencia de la velocidad, para flujo paralelo a superficies planas.
- 0.8 de la potencia de la velocidad, para flujo dentro de tubos.

La Tabla 4.4 muestra algunos coeficientes de convección para flujo turbulento.

Naturaleza de la superficie.- La naturaleza de la superficie afecta la transferencia de calor por convección en pequeño grado dependiendo de su rugosidad. En la transferencia de calor por radiación, la naturaleza de la superficie afecta en gran medida dependiendo de su emisividad (habilidad para irradiar) y absorptividad (habilidad para absorber radiación). Una superficie lisa y brillante es pobre emisora y absorbidora de radiación; una superficie oscura, rugosa, corroída y sucia es buena emisora y absorbidora. Un revestimiento nuevo de Aluminio en una

Tabla 4.4: Algunos ejemplos de coeficientes de convección para flujo turbulento, h_c , en $\text{Btu}/\text{ft}^2 \text{hr } ^\circ\text{F}$
Tomada de la referencia (22)

Aire, convección libre
Aire o vapor sobrecalentado, convección forzada
Aceite, convección forzada
Agua, convección forzada
Agua, ebullición
Vapor, condensación

1-5
5-50
10-300 (†)
50-2000
500-5000
1000-10000

Configuración de flujo

A través de una sola tubería



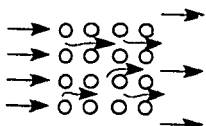
Aire a 200 °F temp. prom. película \pm y < 1 psig

Tamaño nom. tub.	Velocidad, fps.				
	1	3	8	20	50
1/2"	1.9	3.6	6.4	11.0	18.6
1"	1.6	3.0	5.3	9.1	15.4
2"	1.2	2.4	4.2	7.1	12.0
4"	0.9	1.8	3.2	5.4	9.2
8"	0.7	1.4	2.4	4.1	7.0

Agua a 150 °F temp. prom. película

Tamaño nom. tub.	Velocidad, fps.			
	1	3	8	20
1/2"	530	1070	2360	4940
1"	450	980	2160	4530
2"	360	870	1930	—
4"	310	770	—	—
8"	280	—	—	—

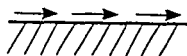
A través de un banco de tubos Δ



Tubo, DE	Velocidad, fps.				
	1	3	8	20	50
1/2"	2.6	5.2	9.3	16.2	28.1
1"	2.0	3.9	7.1	12.3	21.3
1 1/2"	1.5	2.9	5.3	9.3	16.1
3"	1.1	2.2	4.0	7.1	12.2

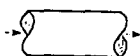
Tubo, DE	Velocidad, fps.			
	1	3	8	20
1/2"	950	1850	3310	5780
1"	720	1400	2530	4380
1 1/2"	550	1060	1910	3320
3"	410	800	1450	2510

Paralelo a superficie plana



Vel, fps	3	8	20	50
h_c	0.9	1.8	3.7	7.4

Dentro de la tubería



Tamaño nom. tub.	Velocidad, fps.				
	3	8	20	125	350
1"	—	2.43	5.06	10.50	21.9
1 1/2"	0.97	2.12	4.42	9.20	19.1
2"	0.85	1.86	3.86	8.04	16.7
4"	0.74	1.62	3.37	7.01	14.5
8"	0.65	1.42	2.95	6.14	12.7

Tamaño nom. tub.	Velocidad, fps.			
	1	3	8	20
1/2"	420	1020	2240	4650
1"	380	920	2010	4190
2"	330	800	1760	3660
4"	290	700	1330	3200
8"	250	610	1340	2790

† Para un aceite de 150 SSU, $h_c = 1.3 \times \text{fps}$; para 2500 SSU, $h_c = 9 \times \text{fps}$.

‡ Para otras temperaturas promedio de película del aire, multiplíquese por los siguientes factores:

T. P. —	100	200	600	1000	1400	1800
factor —	1.09	1.0	0.76	0.66	0.56	0.50

Δ h_c puede ser un cuarto o un tercio mayor para un arreglo de pitch triangular.



\square Velocidad promedio en el espacio entre tubos.

superficie puede parar mucha pérdida de calor como si fuera otra capa de aislamiento. Cuando éste se ensucia y oxida, su efectividad se reduce. El mejor emisor y absorbedor posible de radiación se le conoce como "cuerpo negro" (no necesariamente negro en color, ver definición pág.80). Ambas, la emisividad y absorptividad de un cuerpo negro es igual a 1.0 y para las otras superficies es menor a 1.0.

La Tabla 4.2 enlista la transferencia de calor por radiación entre cuerpos negros a diferentes temperaturas. La cantidad de radiación entre otras superficies (que no son cuerpos negros) es menor. Las cantidades de la Tabla 4.2 deben multiplicarse por un factor de emitancia, F_e , el cual corrige las superficies involucradas que no son cuerpos negros (ver la ecuación [4.1]). La Tabla 4.5 enlista las emisividades de algunas superficies y refractarios (hay que distinguir entre emisividad y emitancia: la emisividad es una propiedad del material; la emitancia es una propiedad de una configuración y superficie específica del material; es preferible usar las emitancias en lugar de las emisividades en los problemas prácticos). La Tabla 4.1 enlista las expresiones para evaluar los factores de emitancia a partir de las emisividades (o emitancias).

Posiciones relativas.- En transferencia de calor por radiación, la posición relativa de la superficie emisora y receptora afecta la cantidad de calor que se transfiere, dependiendo que tan bien puede "ver" una superficie a otra. Esto se mide cuantitativamente por un factor de arreglo, F_a , el cual es una fracción de la radiación de una superficie que cae sobre otra superficie. De este modo la transferencia de calor por radiación efectiva es la transferencia de calor considerando cuerpos negros (Tabla 4.2),

Tabla 4.5: Emisividad normal total de varias superficies
A. metales y sus óxidos.
Tomada de la referencia (16)

Superficie	t, °F *	Emisividad *
Acero (Véase Hierro y Acero)		
Aluminio		
Placa muy pulida, 98.3% de pureza	440 - 1070	0.039 - 0.057
Placa pulida	73	0.040
Placa áspera	78	0.055
Oxidada a 1110 °F	390 - 1110	0.11 - 0.19
Techados de aluminio	100	0.216
Superficies calorizadas, calentadas a 1110 °F		
Cobre	390 - 1110	0.18 - 0.19
Acero	390 - 1110	0.52 - 0.57
Cobre		
Cobre electrolítico cuidadosamente pulido	176	0.018
Comercial esmerilado, pulido, algo poroso	66	0.030
Comercial, brillante pero no al espejo	72	0.072
Pulido	242	0.023
Placa, calcinada largo tiempo, cubierta con gruesa capa de óxido	77	0.78
Placa calentada a 1110 °F	390 - 1110	0.57 - 0.57
Oxido cuproso	1470 - 2010	0.66 - 0.54
Cobre fundido	1970 - 2330	0.16 - 0.13
Cromo (véase Níquel, Aleaciones para aceros)		
Ni - Cr	100 - 1000	0.08 - 0.26
Estaño, lámina de hierro con estaño brillante		
Hierro acero	76	0.043 y 0.064
Superficies metálicas (capa de óxido muy delgada)		
Hierro electrolítico, altamente pulido	350 - 440	0.052 - 0.064
Hierro pulido	800 - 1880	0.144 - 0.377
Hierro recién esmerilado	68	0.242
Hierro vaciado pulido	392	0.21
Hierro forjado, muy pulido	10 - 480	0.28
Hierro vaciado, recién torneado	72	0.435
Piezas de acero pulidas	1420 - 1900	0.52 - 0.56
Solera de fondo, de acero	1720 - 2010	0.55 - 0.61
Lámina de hierro lisa	1650 - 1900	0.55 - 0.60
Hierro vaciado, torneado a máquina	1620 - 1810	0.60 - 0.70
Superficies oxidadas		
Placa de hierro, pickleada, cubierta con óxido rojo		
Completamente oxidada	68	0.612
Lámina de acero rolada	67	0.685
Hierro oxidado	70	0.657
Hierro oxidado	212	0.736
Hierro vaciado, oxidado a 1100 °F	390 - 1110	0.64 - 0.78
Acero oxidado a 1100 °F	390 - 1110	0.79 - 0.79
Hierro electrolítico, terso, oxidado	260 - 980	0.78 - 0.82
Oxido de hierro	930 - 2190	0.85 - 0.89
Lingotes de hierro ásperos	1700 - 2040	0.87 - 0.95
Lámina de acero, con una capa de óxido resistente y áspero		
Capa de óxido denso, brillante	75	0.80
Placa vaciada, lisa	75	0.82
Áspera	73	0.80
Hierro vaciado, áspero, fuertemente oxidado	73	0.82
Hierro forjado, oxidado opaco	100 - 480	0.95
	70 - 680	0.94

Tabla 4.5: Emisividad normal total de varias superficies
A. metales y sus óxidos.
(Continúa)

Superficie	t, °F *	Emisividad *
Placa de acero, áspera	100 - 700	0.94 - 0.97
Aleaciones del acero a alta temperatura (ver aleaciones de níquel)		
Metal fundido		
Hierro vaciado	2370 - 2550	0.29 - 0.29
Acero suave	2910 - 3270	0.28 - 0.28
Latón		
Altamente pulido		
73.2% Cu, 26.7% Zn	476 - 674	0.028 - 0.031
62.4% Cu, 36.8% Zn, 0.4% Pb, 0.3% Al	494 - 710	0.033 - 0.037
82.9% Cu, 17.0% Zn	530	0.030
Rolado duro, pulido, pero con huellas visibles de pulido	70	0.038
pero con algo de ataque	73	0.043
pero con trazas de estearina		
remanesentes del pulido	75	0.053
Pulido	100 - 600	0.096 - 0.096
Placa rolada, superficie natural	72	0.06
Frotada con esmeril grueso	72	0.20
Placa opaca	120 - 660	0.22
Oxidado por calentamiento a 1110 °F	390 - 1110	0.61 - 0.59
Mercurio	32 - 212	0.09 - 0.12
Molibdeno, filamento	1340 - 4700	0.096 - 0.292
Monel, metal, oxidado a 1110 °F	390 - 1110	0.41 - 0.46
Níquel		
Electrodepositado en hierro pulido, luego pulido	74	0.045
Técnicamente puro, pulido (98.9% Ni + Mn)	440 - 710	0.07 - 0.087
Electrodepositado en hierro pickelado, no pulido	68	0.11
Alambre	368 - 1844	0.096 - 0.186
Placa, oxidada por calentamiento a 1110 °F	390 - 1110	0.37 - 0.48
Óxido de níquel	1200 - 2290	0.59 - 0.86
Níquel, aleaciones de		
Cromoníquel	125 - 1894	0.64 - 0.76
Nickelín (18 - 32 Ni; 55 - 68 Cu; 20 Zn), gris oxidado	70	0.262
Ka - 2S aleación de acero (8% Ni; 18% Cr), plateado ligero, áspero, café, después del calentamiento	420 - 914	0.44 - 0.36
después de 42 h de calentamiento a 980 °F	420 - 980	0.62 - 0.73
NCT - 3 aleación (20 Ni; 25 Cr). Café, manchado oxidado por el servicio	420 - 980	0.90 - 0.97
NCT - 6 aleación (60 Ni; 25 Cr). Liso, negro capa firme de óxido adhesivo por el servicio	520 - 1045	0.89 - 0.82
Oro		
Puro, altamente pulido	440 - 1160	0.018 - 0.035
Plata		
Pulida, pura	440 - 1160	0.0198 - 0.0324
Pulida	100 - 700	0.0221 - 0.0312

Tabla 4.5: Emisividad normal total de varias superficies

A. metales y sus óxidos.

(Continúa)

Superficie	t, °F *	Emisividad *
Platino		
Puro, placa pulida	440 - 1160	0.054 - 0.104
Tira	1700 - 2960	0.12 - 0.17
Filamento	80 - 2240	0.036 - 0.192
Alambre	440 - 2510	0.073 - 0.182
Plomo		
Puro (99.96%) sin oxidar	260 - 440	0.057 - 0.075
Gris oxidado	75	0.281
Oxidado a 390 °F	390	0.63
Tántalo, filamento	2420 - 5430	0.194 - 0.31
Tungsteno		
Filamento, envejecido	80 - 6000	0.032 - 0.35
Filamento	6000	0.39
Cinc		
Comercial 99.1% pureza, pulido	440 - 620	0.045 - 0.053
Oxidado por calentamiento a 750 °F	750	0.11
Lámina de hierro galvanizada, poco brillante	82	0.228
Lámina de hierro galvanizada, oxidada gris	75	0.276

B. Refractarios, materiales de construcción,

pinturas y varios

Aceite, capas en níquel pulido (caete lub.)	68	
Superficie pulida, sola		0.045
+ 0.001 plg de aceite		0.27
+ 0.002 plg de aceite		0.46
+ 0.005 plg de aceite		0.72
capa de aceite de grueso		0.82
Aceite, capas en hojas de aluminio (aceite de linaza)		
Hoja de Al	212	0.087**
+ 1 capa de aceite	212	0.561
+ 2 capas de aceite	212	0.574
Agua	32 - 212	0.95 - 0.963
Asbestos		
Placa	74	0.96
Papel	100 - 700	0.93 - 0.945
Carbón		
Carbón T (Gebuder Siemens) 0.9% cenizas	260 - 1160	0.81 - 0.79
Este carbón empezó con una emisividad de 0.72 a 260 °F, pero en el calentamiento cambió a los valores dados		
Filamento de carbón	1900 - 2560	0.526
Hollín de vela	206 - 520	0.952
Pintura de negro de humo y vidrio soluble	209 - 362	0.959 - 0.947
Igual al anterior	260 - 440	0.957 - 0.952
Capa delgada en placa de hierro	69	0.927
Capa gruesa	68	0.967
Negro de humo, 0.003 plg de grueso o mayor	100 - 700	0.945
Cuarzo, áspero, fundido	70	0.932
Esmalte, fundido blando, en hierro	66	0.897
Estuco, con cal áspera	50 - 190	0.91
Hule		
Duro, placa lustrosa	74	0.945
Suave, gris, áspero (recuperado)	76	0.859

Tabla 4.5: Emisividad normal total de varias superficies
B. Refractarios, materiales de construcción,
pinturas y varios
(Continúa)

Superficie	t, °*	Emisividad *
Ladrillo		
Rojo, áspero, pero sin irregularidades notables	70	0.93
De sílice, sin vidriar, áspero	1832	0.80
De sílice, vidriado áspero	2012	0.85
Ladrillo de Grog, vidriado (vea materiales refractarios)	2012	0.75
Mármol, gris claro, pulido	72	0.931
Materiales refractarios, 40 diferentes	1110 - 1830	
Malos radiadores		
Buenos radiadores		
Papel, delgado		
Adherido a placa de hierro estañada	66	0.924
a placa áspera de hierro	66	0.929
a placa con laca negra	66	0.944
Papel impermeabilizante para techos	69	0.91
Pinturas, lacas, barnices		
Esmalte blanco, barniz aplicado a placa de hierro áspero	73	0.906
Laca negra brillante, atomizada en Hierro	76	0.875
Barniz de laca negro brillante en lámina de hierro estañada	70	0.821
Barniz de laca negro mate	170 - 295	0.91
Laca negra	100 - 200	0.80 - 0.95
Laca negra sin lustre	100 - 200	0.96 - 0.98
Laca blanca	100 - 200	0.80 - 0.95
Pinturas de aceite, 16 colores diferentes	212	0.92 - 0.96
Pinturas y lacas de aluminio		
10% Al, 22% laca, en superficies ásperas o lisas	212	0.52
26% Al, 27% laca, en superficies ásperas o lisas	212	0.3
Otras pinturas de Al, de contenido de Al y añejamiento variable	212	0.27 - 0.67
Laca de aluminio y barniz, en placas ásperas	70	0.39
Pintura de aluminio después de calentar a 620 °F	300 - 600	0.35
Porcelana, vidriada	72	0.924
Roble, cepillado	70	0.895
Serpentina, pulida	74	0.900
Vidrio, liso	72	0.937
Yeso, 0.02 plg de grueso en placa lisa u oscurecida	70	0.903

NOTA: Los resultados de muchos investigadores han sido omitidos debido a los defectos obvios en el método experimental.

* Cuando dos temperaturas y dos emisividades son dadas, se corresponden primera a primera y segunda a segunda, se pueden hacer interpolaciones lineales.

/ * Aun cuando este valor es probablemente alto, se da para compararlo con los datos del mismo investigador, para mostrar el efecto de las capas de aceite (véase Aluminio, parte A de este tabla).

multiplicado por un factor de emitancia (o emisividad) y por un factor de arreglo (ver ecuación [4.1]). El factor de arreglo, F_a , es 1.0 para todos los arreglos listados en la Tabla 4.1. Para otros arreglos, consultar la referencia (16).

La posición de la superficie también afecta la cantidad de calor transferido por convección natural. En general, hay posiciones que mejoran el movimiento del fluido permitiendo mayor transferencia de calor, mientras que hay posiciones que no ayudan al fluido a llevar a cabo su movimiento natural (ver Tabla 4.6). Por ejemplo: el aire caliente puede dejar fácilmente una superficie horizontal caliente que está viendo hacia arriba, permitiendo que el aire frío lo substituya fácilmente, resultando en una buena transferencia de calor. Una situación opuesta ocurre cuando una superficie fría ve hacia arriba, por ejemplo, una pieza de material a calentar colocado en el fondo del horno; el aire caliente que toca el material se enfría, siendo el aire frío más denso que el resto del aire, busca así el nivel más bajo del horno, provocando que el aire frío permanezca estancado, dificultando la transferencia de calor hacia el material.

Las pérdidas por calor de la Tabla 4.6 incluye tanto las pérdidas por radiación como las pérdidas por convección natural. Debido a que las pérdidas por radiación son iguales para todas las posiciones, las variaciones en las cantidades con la posición son enteramente resultado de los cambios en la convección.

Tabla 4.6: Pérdidas de calor de superficies de acero lisas*
Tomada de la referencia (22)

Pérdidas de calor en BTU / A°hr	Pérdidas de calor total, radiación y convección					Radiación
	Superficie horizontal viendo hacia abajo, 0 fps	Superficie horizontal viendo hacia arriba, 0 fps	Cilindro horizontal 0 fps	Superficie vertical ó cilindro 0 fps	Superficie vertical ó cilindro 10 fps	Pérdidas de calor únicamente
100	25	25	25	25		21.6
150	110	150	125	137	312	86.8
200	225	290	240	265	565	170
250	365	470	385	430	845	275
300	540	675	555	615	1135	404
350	745	905	760	840	1455	561
400	960	1180	1000	1090	1805	751
450	1245	1500	1295	1395	2200	976
500	1575	1880	1625	1750		1242
550	1950	2300	2000	2150		1553
600	2350	2750	2400	2570		1914
650	2810	3200	2700	3050		2329
700	3340	3840	3410	3620		2800
750	3950	4490	4025	4250		3346
800	4620	5205	4695	4950		3958
850	5370	6000	5400	5735		4645
900	6200	6700	6300	6600		5423
950	7100	7875	7200	7340		6287
1000	8110	9000	8210	8600		7250

* Basada en aire ambiental 80°F y emisividad de la superficie del acero 0.95. Para pérdidas de calor para superficies no-acero: a) encontrar convección únicamente = total-radiación. b) encontrar radiación para el no-acero = radiación del acero x emisividad del no-acero + 0.95. c) sumar convección de (a) y radiación del no-acero de (b) = pérdidas de calor total para superficies no-acero.

IV. Diseño de hornos.

La determinación de una temperatura exacta en un horno y la transferencia correspondiente de calor es un problema difícil y tedioso. En la Figura 4.3 se muestran las variaciones de la temperatura en un horno cilíndrico para varios tipos de patrones de llama. Se necesita una gran cantidad de conocimientos y una gran experiencia sobre las condiciones superficiales, las características de irradiación de la flama de que se trate, los efectos de convección y otros factores, para predecir esos

resultados sobre bases racionales y calcular la transferencia de calor resultante en las paredes del horno; sin embargo, es posible predecir una temperatura aproximada del horno con bastante facilidad. Esto se puede utilizar con suficiente confianza en la mayoría de los procesos industriales para escoger materiales refractarios, predecir la transferencia de calor y determinar aproximadamente las condiciones operacionales.

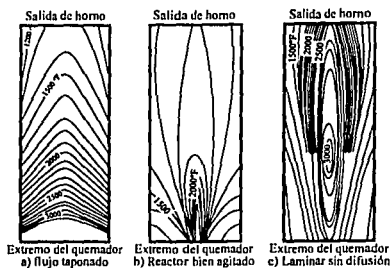


Figura 4.3: Perfiles de temperatura en hornos cilíndricos: a) Flujó taponado. b) Reactor bien agitado. c) Laminar sin difusión.
Tomada de la referencia (23)

Temperatura adiabática de la flama.- La temperatura máxima o adiabática de la flama se puede calcular aproximadamente, con el poder calorífico más bajo o neto, Q_l , dividido por la suma del producto de los calores específicos de los productos y sus pesos:(23)

$$T_A = t_f + \frac{Q_l}{\sum WC_p} \quad [4.5]$$

en donde T_A = temperatura adiabática; t_f = temperatura de los reactivos; W = peso de los productos; C_p = calores específicos medios evaluados a una temperatura superior a t_f .

En la Figura 4.4 se dan valores del calor específico medio para productos comunes de combustión, correspondientes a diversas temperaturas superiores a 60°F. El poder calorífico más bajo o neto para ciertos combustibles gaseosos y líquidos se puede encontrar en la Tabla 1.1 y con la ec. [2.7], respectivamente. Se requiere una solución de prueba y error.

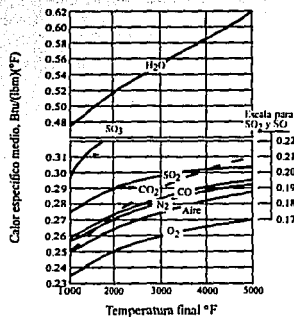


Figura 4.4: Calores específicos medios de gases por encima de 60°F.
Tomada de la referencia (23)

Si se quemaran combustibles hidrocarburos para obtener temperaturas de flama por arriba de 3000°F, la disociación se hace apreciable y se debe tomar en consideración en los cálculos.(23)

Transferencia de calor y temperatura aproximada del horno.- La temperatura aproximada de los gases del horno se puede calcular

mediante un balance calorífico a la salida del horno. Se obtiene una solución al igualar: 1) el calor de entrada al quemador menos la pérdida de calor del horno, la pérdida de humedad, la pérdida de hidrógeno, la pérdida de combustible no quemado y la transferencia de calor del horno a 2) el calor transportado por los gases al salir del horno. Los diseñadores de hornos de altas temperaturas suelen tomar en consideración la siguiente ecuación⁽²³⁾ para la transferencia de calor, que permite efectos de convección:

$$q = 0.172 A \sigma \left[\left(\frac{T_g + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_F + 460}{100} \right)^4 \right] \quad [4.6]$$

en donde q = transferencia del calor de horno, BTU/hr; 0.172 = constante de Stefan Boltzman; σ = capacidad de emisión (utilícese 0.81 para el carbón, 0.64 para el gas, y 0.75 para el aceite); A = área efectiva de absorción del calor, pies²; T_g = temperatura de salida del horno; T_F = temperatura de la superficie de absorción, °F.

La igualación de los dos lados de la ecuación es una solución de prueba y error que se puede obtener con facilidad en forma gráfica, casi siempre con solo dos puntos. La transposición del término de transferencia de calor del horno permitirá que uno de los lados de la ecuación permanezca constante. De ese modo, en su forma mas simplificada, la ecuación se hace:

$$FQ_1 = q + \sum W C_p (T_g - T_F) \quad [4.7]$$

en donde F = combustible quemado, lb/hr, y los demás símbolos son tal y como se definieron en las ecuaciones [4.5] y [4.6], en unidades congruentes. Se puede utilizar la Tabla 4.7 para estimar las temperaturas aproximadas y limitar el número de puntos de prueba y error.

Es importante que se entiendan los factores que afectan a la transferencia de calor para poder escoger combustibles, razones de combustible a aire, forma de hornos y tipo y número de quemadores para su empleo.

Se pueden presentar tres tipos básicos de flujo de gas por el horno, como se observó en la Fig. 4.3. En el inciso a) se indica el flujo taponado, en el que se supone que la combustión está completa y que los productos de la combustión avanzan con un flujo laminar a través del horno. Esto se puede lograr mediante una cámara externa de combustión, haciendo que los productos de la combustión completa entren a una segunda cámara para la transferencia de calor. En el inciso b) se presenta el reactor bien revuelto, donde una flama corta y turbulenta completa la combustión con rapidez en el horno y, a continuación, los productos de la combustión pasan con difusión turbulenta por el resto del horno. En el inciso c) se muestra el resultado de lo que se puede describir mejor como flama laminar sin difusión, o sea, una flama larga que quema todo el espacio de transferencia de calor.

En la Figura 4.5 aparece la variación del flujo térmico que se producirá a lo largo de la longitud de un horno cilíndrico mediante esos tres tipos de flamas. Para que el flujo térmico sea uniforme en todo el

Tabla 4.7: Guía para estimar temperaturas aproximadas de hornos
Tomada de la referencia (23)

Razon del área efectiva de absorción al área de enciente total	Liberación de calor del horno. lltu / (ft) (pse ² de superficie de absorción de calor)	Temperatura aproximada del horno, °F		
		0% de aire en exceso	20% de aire en exceso	40% de aire en exceso
1.0	10 000	1122	1103	1083
	20 000	1371	1341	1311
	50 000	1744	1691	1639
	100 000	2053	1974	1896
	200 000	2374	2257	2144
0.9	10 000	1158	1137	1116
	20 000	1412	1379	1347
	50 000	1790	1733	1678
	100 000	2101	2017	1934
	200 000	2422	2299	2180
0.8	10 000	1199	1176	1151
	20 000	1458	1423	1388
	50 000	1842	1781	1721
	100 000	2156	2065	1978
	200 000	2477	2345	2220
0.7	10 000	1246	1222	1197
	20 000	1511	1473	1435
	50 000	1901	1835	1771
	100 000	2217	2120	2026
	200 000	2538	2397	2263
0.6	10 000	1303	1276	1249
	20 000	1573	1532	1491
	50 000	1970	1899	1828
	100 000	2289	2183	2081
	200 000	2608	2456	2312
0.5	10 000	1371	1341	1311
	20 000	1649	1603	1557
	50 000	2053	1974	1896
	100 000	2374	2257	2144
	200 000	2689	2523	2367
0.4	10 000	1458	1423	1388
	20 000	1744	1691	1639
	50 000	2156	2065	1978
	100 000	2477	2345	2220
	200 000	2786	2602	2430
0.3	10 000	1573	1532	1491
	20 000	1870	1807	1745
	50 000	2289	2183	2081
	100 000	2608	2456	2312
	200 000	2907	2697	2504
0.2	10 000	1744	1691	1639
	20 000	2053	1974	1896
	50 000	2477	2345	2220
	100 000	2786	2602	2430
	200 000	3044	2816	2594
0.1	10 000	2053	1974	1896
	20 000	2374	2257	2144
	50 000	2786	2602	2430
	100 000	3044	2816	2594
	200 000	3258	2976	2708
0.0	A	3596	3187	2865

Nota: Tabla calculada para gas natural.

horno, el reactor bien agitado proporciona los mejores resultados. Para una transferencia máxima de calor total, ya sea el flujo taponado o el reactor bien revuelto producirá casi los mismos resultados. De todos modos, la flama laminar larga y sin difusión es la que produce los peores resultados.

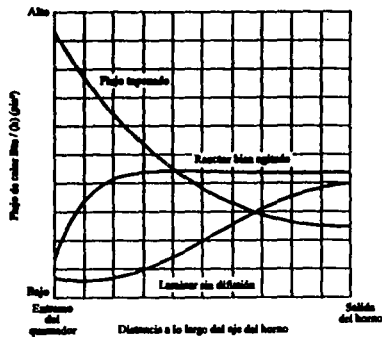


Figura 4.5: Transferencia de calor en hornos cilíndricos (adaptada de Sarofia). Tomada de la referencia (23)

La transferencia de calor óptima se puede ver afectada al utilizar aire en exceso en pequeñas cantidades y quemadores que actúen como reactores bien revueltos.

CAPITULO 5
FLUJO DE FLUIDOS

NOMENCLATURA CAPITULO 5

A no ser que se indique lo contrario, todos los símbolos que se utilizan en este capítulo se definen de la manera siguiente:

A	=	Area (ft ²)
D	=	Diámetro interno de tubería (ft)
d	=	Diametro interno de tubería (in)
f	=	Factor de fricción
f _r	=	Factor de fricción en la zona de turbulencia completa
g	=	Aceleración de la gravedad
H _L	=	Caída de presión
L	=	Longitud de la tubería (ft)
M	=	Peso molecular
P	=	Presión (lb / ft ²)
ΔP	=	Caída de presión (PSI)
Q	=	Flujo (ft ³ / hr)
q	=	Flujo (GPM)
Re	=	Número de Reynolds
R	=	Constante universal de los gases = 1544 ft - LBF / Mole - °R
SG	=	Gravedad específica
T	=	Temperatura
V	=	Volumen (ft ³)
v	=	Velocidad (ft / seg)
μ	=	Viscosidad absoluta (centipoise)
ν	=	Viscosidad cinemática (centistokes)
ρ	=	Densidad (lb / ft ³)
K	=	Coefficiente de resistencia = fL / D

I. Conceptos Básicos.

Antes de comenzar el estudio de dinámica de fluidos, es importante primero conocer algunos conceptos de gran utilidad.

Mol.- Por definición, una mol es una unidad de masa. Una mol de sustancia es una masa de la sustancia numéricamente igual a su peso molecular (Tabla 5.1). Esto se aplica tanto para sólidos, líquidos o gases. También se probó que existe una relación para volúmenes. El peso molecular de una sustancia es igual a la suma de su pesos atómicos.

Libra mol.- Amadeo Avogadro, en 1811 probó que iguales volúmenes de todos los gases, a la misma temperatura y presión, contienen el mismo número de moléculas, el cual es 6×10^{23} . Podemos decir que 6×10^{23} moléculas = 1 libra mol cuyo peso en libras es igual a su peso molecular.

En el sistema inglés, a condiciones estándar (60°F y 14.7 psia) se puede decir que el volumen de una mol de gas a condiciones estándar es de 379 ft³/lbmol.

Mezclas de gases.- A veces es necesario conocer el flujo másico de un compuesto específico en una mezcla a través de la siguiente manera:

A.- Calcular el peso molecular del compuesto.

Tabla 5.1: Tabla de pesos atómicos (basada en el carbono - 12)

Los valores en paréntesis son estimados y denotados, en todos los casos.

isótopos de vida - media más larga.

Tomada de la referencia (15)

ELEMENTO	SÍMBOLO	PESO ATÓMICO	ELEMENTO	SÍMBOLO	PESO ATÓMICO
Actinio	Ac	(227)	Lutesio	Lu	174 .97
Aluminio	Al	26 .9815	Magnesio	Mg	24 .312
Americio	Am	(243)	Manganeso	Mn	54 .9380
Antimonio	Sb	121 .75	Mendelevio	Md	(256)
Argón	Ar	39 .948	Mercurio	Hg	200 .59
Arsénico	As	74 .9216	Molibdeno	Mo	95 .94
Astato	At	(210)	Neodimio	Md	144 .24
Azufre	S	32 .064	Neón	Ne	20 .183
Bario	Ba	137 .34	Neptunio	Np	(237)
Berkelio	Bk	(249)	Níquel	Ni	58 .71
Berilio	Be	9 .0122	Niobio	Nb	92 .906
Bismuta	Bi	208 .98	Nitrógeno	N	14 .0067
Baro	B	10 .811	Nobelio	No	(254)
Bromo	Br	79 .909	Oro	Au	196 .967
Cadmio	Cd	112 .40	Osmio	Os	190 .2
Calcio	Ca	40 .08	Oxígeno	O	15 .994
Californio	Cf	(249)	Paladio	Pd	106 .4
Carbón	C	12 .01115	Plata	Ag	107 .87
Cerio	Ce	140 .12	Platino	Pt	195 .09
Cesio	Cs	132 .905	Plomo	Pb	207 .19
Circonio	Zr	91 .22	Plutonio	Pu	(242)
Cloro	Cl	35 .453	Polonio	Po	(210)
Cromo	Cr	51 .996	Potasio	K	39 .102
Cobalto	Co	58 .9332	Pracedinio	Pr	140 .907
Cobre	Cu	63 .54	Promecio	Pm	(145)
Curio	Cm	(245)	Protactinio	Pa	(231)
Disprosio	Dy	162 .5	Radio	Ra	(226)
Eimstenio	Es	(253)	Radón	Rn	(222 .05)
Erbio	Er	167 .26	Renio	Re	186 .2
Escandio	Sc	44 .956	Rodio	Rh	102 .905
Estaño	Sn	118 .69	Rubidio	Rb	85 .47
Estroncio	Sr	87 .62	Rutenio	Ru	101 .07
Europio	Eu	151 .96	Samario	Sm	150 .35
Fermio	Fm	(254)	Selenio	Se	78 .96
Flúor	F	18 .9984	Silicio	Si	28 .086
Fósforo	P	30 .9738	Sodio	Na	22 .9898
Francio	Fr	(223)	Talio	Tl	204 .37
Gadolinio	Gd	157 .25	Tantalo	Ta	180 .948
Galio	Ga	69 .72	Tecencio	Tc	(99)
Germanio	Ge	72 .59	Telurio	Te	127 .60
Hafnio	Hf	178 .49	Terbio	Tb	158 .924
Helio	He	4 .0026	Titanio	Ti	47 .9
Holmio	Ho	164 .93	Torio	Th	232 .038
Hidrógeno	H	1 .00797	Tulio	Tm	168 .934
Hierro	Fe	55 .847	Tungsteno	W	183 .85
Indio	In	114 .82	Uranio	U	238 .03
Iridio	Ir	192 .2	Vanadio	V	50 .942
Iterbio	Yb	173 .04	Xenón	Xe	131 .3
Itrio	Y	88 .905	Yodo	I	126 .9044
Kripton	Kr	83 .8	Zinc	Zn	65 .37
Lantano	La	138 .91			
Lawrencio	Lw	(257)			
Litio	Li	6 .939			

- B.- Tomar el porcentaje del flujo volumétrico total y dividirlo por el volumen de una mol de gas (379 ft³/lbmol)
- C.- Multiplicar A x B.

Densidad de gases.- Se puede encontrar la densidad de cualquier gas ideal de la siguiente manera:

- A.- Determine el peso molecular del gas.
- B.- Divida el peso molecular del gas (A) por el volumen de una mol (379 ft³/lbmol).

Gravedad específica de gases.- La gravedad específica a condiciones estándar de cualquier gas se define como la relación del peso de un volumen dado de gas al peso del mismo volumen de aire.

$$S_{G_{STP}} = \frac{\text{Peso molecular del gas}}{\text{Peso molecular del aire}} = \frac{\text{Peso molecular del gas}}{28.9 \text{ lb/mol}} \quad [5.1]$$

Expansión de una gas.- Todos los gases son compresibles. Están sujetos a expansión y contracción conforme su temperatura y presión cambia. Obviamente un pie cúbico de gas no tiene significado a menos que se defina su temperatura, presión y tipo de gas.

$$PV = n R T \quad [5.2]$$

En esta ecuación, la cual se refiere a la Ley General de los Gases Ideales, R es una constante universal. Su valor es 1544 ft-lb.f/mol°R cuando las unidades de presión (P) son libras por pie cuadrado, la temperatura (T) está en grados Rankine, y N es el número de moles.

Por sustitución directa de dos valores conocidos dentro de la ecuación [5.2], el tercer valor puede determinarse. De cualquier modo, si en un sistema dado el volumen a un conjunto de condiciones se conoce, entonces el volumen a cualquier otro conjunto de condiciones se puede determinar a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad [5.3]$$

$$V_2 = \left(V_1 \right) \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad [5.4]$$

Las presiones y temperaturas deben estar en unidades absolutas.

$$Q_2 = \left(V_1 \right) \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad [5.5]$$

En la industria del manejo de aire y gas, es de práctica común referir todos los volúmenes de gas a temperatura y presión estándar, sin importar sus condiciones de flujo, y luego establecer las condiciones reales de flujo. En el sistema inglés, la temperatura y presión estándar es 60°F y 14.69 psi. Siempre es aconsejable checar la temperatura y presión de todos los volúmenes dados, a menos que se denoten como temperatura y presión estándar.

El problema de la expansión de un gas debe mantenerse constantemente en mente mientras se trate con flujo de gases. Partiendo de la ecuación [5.1], la gravedad específica para cualquier gas a cualquier temperatura y presión diferente a la estándar puede encontrarse con las siguientes expresiones:

$$S_{G_2} = \left(S_{G_{STP}} \right) \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \quad [5.6]$$

$$S_{G_2} = \left(S_{G_{STP}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad [5.7]$$

Cambios en la viscosidad.- Debe notarse, que con un incremento en la temperatura, la viscosidad de los líquidos decrece, mientras que la viscosidad de los gases se incrementa.

El efecto de la presión en la viscosidad de líquidos y gases perfectos es pequeño, por lo que no es de interés práctico en los problemas de fluidos.

II. Introducción al flujo de fluidos.

Cuando se planean sistemas para manejar cualquier fluido, aire, gas, agua, etc, es esencial que exista suficiente diferencia de presión (o cabeza) disponible para producir la cantidad de flujo deseado. La relación entre la cantidad de flujo y la diferencia de presión requerida se expresa por las siguientes fórmulas generales:

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta P}{(R)(S)}} \quad [5.8]$$

$$W = (R)(S) = \sqrt{\frac{(S)(\Delta P)}{R}} \quad [5.9]$$

$$\Delta P = (R)(S)(Q^2) \quad [5.10]$$

$$(\Delta P) = (R)(W^2)/S \quad [5.11]$$

donde Q es el flujo volumétrico en gal/min o unidades similares; W es el flujo volumétrico a condiciones estándar; ΔP es la diferencia de presión, en lb/in² u otras unidades; S es la gravedad específica, peso específico o densidad; y R es una medida de la resistencia total, cuyas unidades y valor depende de las unidades usadas para Q, ΔP y S. Las fórmulas arriba escritas sólo dan una relación general entre las variables involucradas.

La resistencia de un sistema puede consistir en válvulas, orificios, tuberías, reguladores, medidores, quemadores, ductos y accesorios de las instalaciones en general. Los accesorios y válvulas completamente abiertas se tratan usualmente como longitudes equivalentes de tubería recta del mismo tamaño. Las resistencias de quemadores, medidores, reguladores y válvulas especiales son especificadas por el fabricante. Algunas resistencias cambian cuando cambia el flujo. Este cambio usualmente es pequeño y normalmente es despreciable excepto en los casos en que la resistencia se usa con otros propósitos, o donde existe un rango muy amplio de flujo.

III. Intercambiabilidad de presión y velocidad.

La razón para desarrollar una presión en un fluido usualmente es para crear un flujo (ó velocidad), por lo que es importante entender la relación entre ambos.

Terminología de presión.- Todos los indicadores de presión (manómetros, tubos Bourdon, etc) realmente miden la diferencia en presión entre dos puntos. Usualmente miden la diferencia entre la presión atmosférica y otra presión. A esta diferencia de presión se le llama presión manométrica. La presión atmosférica es debido al peso de aire y del vapor de agua sobre la superficie terrestre. La presión atmosférica estándar o presión barométrica estándar es:

14.69 lb/in² (ó 235.1 osi)

29.92 pulgadas de columna de mercurio (ó 760 mm de Hg)

33.94 pies de columna de agua, etc

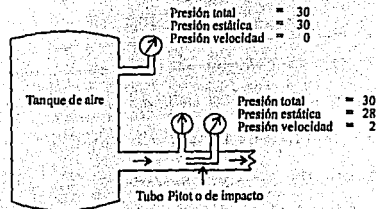
La presión atmosférica real varía con el clima, latitud y altitud (aproximadamente 0.5 psi menos por cada 1000 pies por arriba del nivel del mar, ver Tabla 5.7).

La presión absoluta es la suma de la presión manométrica y la presión atmosférica. Una presión absoluta de cero únicamente existiría en un vacío perfecto, es decir, bajo la ausencia de cualquier tipo de presión.

Presión total, presión estática y presión velocidad.- Si se hiciera un hoyo en un tanque de almacenamiento de aire, el aire se escaparía con una velocidad la cual dependería de la diferencia de presión entre el interior y el exterior del tanque, esto es, la presión manométrica en el tanque.

Si se visualizara un tanque de aire con una tubería de descarga, la conversión de energía de presión a velocidad ocurrirá conforme el aire deje el tanque y entre a la tubería. Si se colocara un manómetro en esta tubería, éste registrará una presión denominada presión estática. Esta presión estática en la tubería de descarga será menor que la presión indicada por un manómetro conectado directamente al tanque de almacenamiento (Fig.5.1)

Figura 5.1: Ejemplos de presión estática y presión total.
Tomada de la referencia (22)



Esto se explica por el hecho de que algo de la energía total del aire se ha convertido en energía cinética (evidenciado por su velocidad) dejando menor energía en forma almacenada (evidenciado por su presión estática). Si ahora se conectara un manómetro a un tubo de impacto o "Pitot" insertado en la tubería de descarga, este mediría el efecto total de la corriente de aire, indicando lo que se conoce como

presión total. Esta presión total sería casi la misma a la indicada por el manómetro colocado directamente al tanque, ya que la velocidad del aire se reduce a cero en el extremo del tubo Pitot, reestableciendo toda la energía a la forma estática, tal como estaba en el tanque (cualquier diferencia entre la presión total en el tanque y en el tubo de impacto o Pitot se debe a pérdidas por fricción). La diferencia entre la presión total y la presión estática se denomina presión velocidad. Esta presión velocidad no puede ser medida directamente, sino que se deriva de la diferencia entre la presión total y la presión estática en el mismo punto (esta substracción puede realizarse conectando la presión total a una pierna del manómetro y la presión estática a la otra pierna).

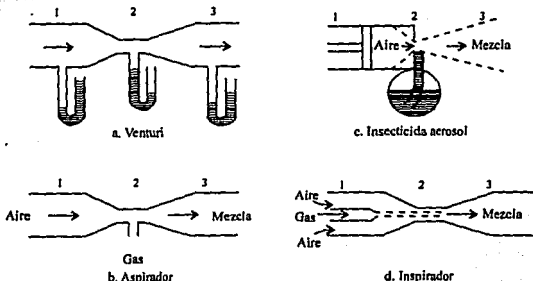
$$\text{Presión velocidad} = \text{presión total} - \text{presión estática.} \quad [5.12]$$

La presión estática y la presión velocidad son intercambiables. Por ejemplo, la presión estática se convierte a presión velocidad cuando comienza a salir un chorro de cierto fluido por una manguera. La velocidad se convierte a presión estática cuando por ejemplo, el viento sopla y pega en un costado de un edificio ejerciendo en él cierta presión. Esta interconversión de energía no es necesariamente completa; por ejemplo, si el viento al chocar con la pared del edificio no se frena y únicamente disminuye su velocidad, entonces ejercerá una menor presión sobre éste; la presión estática dentro de una tubería será menor si la tubería es disminuida en diámetro, forzando así al fluido a fluir con mayor velocidad.

El término "presión" como ordinariamente se usa, se refiere a la presión estática ya que es más fácil medirse. De todas maneras, todas las expresiones para pérdidas de presión debido a la fricción o turbulencia evalúan la pérdida de presión total. Por esta razón, la presión velocidad debe considerarse cuando se determinen pérdidas de presión en sistemas de tuberías. Generalmente hablando, de cualquier modo, las tuberías son diseñadas para bajas velocidades y minimizar así pérdidas por fricción, por lo que la presión velocidad es usualmente pequeña y comúnmente despreciable.

Principio de Venturi.- La Figura 5.2 representa lo que es un venturi. Un venturi es simplemente una restricción en una tubería con una sección gradualmente convergente corriente arriba y una sección divergente corriente abajo. El mismo flujo hay en la sección 1 y 2, por lo que, en base a la ecuación de continuidad, el fluido tiene mayor velocidad en 2 debido a la reducción del área seccional.

Figura 5.2: El venturi y sus aplicaciones.- Los manómetros de tubo en U muestran en el inciso (a) las presiones relativas corriente arriba, en la garganta y corriente abajo del venturi. Las presiones en las secciones 1 y 3 deberían ser iguales si no hubiera pérdidas por fricción. Tomada de la referencia (22)



Si el área 2 es muy pequeña en comparación con el área 1, entonces la velocidad en 2 será muy alta. De hecho, sucede que la velocidad en 2 es tan alta que la presión en la garganta o reducción (sección 2) será menor que la presión atmosférica y se producirá una succión o vacío. Los manómetros mostrados en la Figura 5.2 muestran el efecto. En la sección 3 del venturi habrá una pérdida de presión total debido a la fricción y turbulencia del fluido.

El principio de venturi es usado en muchas aplicaciones comunes. El inciso (b) de la Figura 5.2 muestra como el venturi es usado para mezclar gas y aire en la proporción correcta. El gas a presión atmosférica es admitido por la garganta del venturi donde una presión negativa lo succiona dentro de la corriente principal de aire. Si el flujo de aire se incrementara, una cantidad proporcionalmente mayor de gas sería succionado dentro de la corriente de aire. En este caso, la presión corriente abajo no será igual a la presión corriente arriba, ya que hay un cambio en la cantidad de fluido, y por lo tanto la ecuación de la continuidad no se aplica. Un insecticida en forma de aerosol funciona con el mismo principio (inciso (c) de la Figura 5.2).

El inciso (d) de la Figura 5.2 muestra un inspirador, el cual utiliza la energía del gas a alta presión para inducir aire para la combustión. El chorro de gas de la boquilla produce una alta velocidad en la garganta del venturi, y la resultante disminución en la presión succiona aire alrededor del gas. Si se incrementa la cantidad de gas, se inducirá más aire, y de esta manera el gas y el aire se mezclan proporcionalmente para la

combustión (las estufas caseras, e ductores industriales, inductores, inyector, etc. operan en la misma forma).

IV. Efecto de varios cambios sobre el flujo y la diferencia de presión.

Cambios en la diferencia de presión.- Para los casos en los que la resistencia y la gravedad específica no cambian apreciablemente, la diferencia de presión es proporcional al cuadrado del flujo, o el flujo es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de presión. Comúnmente se le conoce como "ley de la raíz cuadrada":

$$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1}} \quad [5.13] \quad \text{ó} \quad \Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \quad [5.14]$$

donde el subíndice 1 se refiere a la condición antes de un cambio y el subíndice 2, a la condición después del cambio. Se puede usar cualquier sistema de unidades para la diferencia de presión y para el flujo mientras se mantengan consistentes en toda la solución. La ecuación anterior se basa en una densidad constante del fluido, por lo que no es aplicable en casos donde la diferencia de presión del gas exceda el 10% de la presión absoluta corriente arriba.

Cambios en la gravedad específica.- Si un fluido de diferente gravedad específica es sustituido de otro fluido en un sistema, el cambio en el

volumen de flujo se indica por la siguiente expresión (la diferencia de presión manteniéndose constante):

$$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{S_2}{S_1}} \quad [5.15]$$

donde Q_1 y Q_2 son el flujo volumétrico antes y después del cambio, respectivamente (medidas en cualquier unidad consistente); S_1 y S_2 son la gravedad específica, peso específico o densidad (en cualquier unidad consistente) del primero y segundo fluido, respectivamente.

Debido a que los valores caloríficos de los aceites y combustibles están dados en BTU/gal medidos a 60°F, no se debe determinar la cantidad de calor entrante a un sistema usando el volumen del fluido ya calentado por encima de los 60°F.

El efecto de un cambio en la gravedad específica sobre la diferencia de presión requerida para un flujo volumétrico dado, se indica por la siguiente expresión (todos los otros factores, incluyendo el flujo volumétrico, permaneciendo constante):

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{S_2}{S_1} \right) \quad [5.16]$$

donde ΔP_1 y ΔP_2 son las diferencias de presión antes y después del cambio, respectivamente (medidas en cualquier unidad consistente) y S_1

y S_2 son la gravedad específica, peso específico, o densidad (en unidades consistentes) antes y después del cambio, respectivamente.

Cambios en la temperatura.- Es posible predecir el efecto de un cambio de temperatura en cualquier gas perfecto (aire, gas natural, todos los gases artificiales, gases de chimenea) sobre el flujo volumétrico. Debido a que la presión y temperatura cambia el volumen de los gases, es usual comparar volúmenes de gases y flujos volumétricos sobre la base de volúmenes a temperatura y presión estándar. (la temperatura estándar es 60°F y la presión estándar es 29.92 pulgadas de columna de mercurio). Iguales volúmenes del mismo gas tienen el mismo peso y densidad si los volúmenes están medidos a la misma temperatura y presión, por lo que comparar volúmenes a presión y temperatura estándar es en realidad un método para comparar pesos. Si la diferencia de presión y todos los otros factores permanecen constantes, la relación entre la temperatura y el flujo a condiciones estándar es:

$$Q_2' = Q_1' \sqrt{\frac{F_1 + 460}{F_2 + 460}} \quad [5.17]$$

donde Q_1' y Q_2' son el flujo volumétrico medido a presión y temperatura estándar, F_1 y F_2 son la temperatura actual del gas, antes y después del cambio de temperatura, en °F.

Si se quiere mantener el mismo flujo a condiciones estándar (mismo flujo másico) después del cambio de temperatura del gas,

entonces la diferencia de presión debe cambiar acorde a la siguiente relación:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{F_2 + 460}{F_1 + 460} \right) \quad [5.18]$$

donde ΔP_1 y ΔP_2 son la diferencia de presión en cualquier unidad consistente antes y después del cambio de temperatura de F_1 a F_2 , en °F.

Las ecuaciones anteriores indican que, por ejemplo, el uso de aire precalentado en un quemador puede reducir los requerimientos de entrada, es decir, el flujo másico de aire en un quemador se verá reducido al ser precalentado, y para compensar esta diferencia, debe suplirse mayor diferencia de presión.

Cambios en la presión promedio.- Si hubiera un cambio grande en la presión promedio del aire o gas en un sistema (la presión promedio es el promedio aritmético entre la presión de alimentación a un sistema y la presión al final del sistema), esto cambiaría la densidad y consecuentemente el flujo volumétrico medido a temperatura y presión estándar. La siguiente ecuación considera tanto los efectos en el cambio de la diferencia de presión como el cambio en la presión promedio:

$$Q_2' = Q_1' \sqrt{\frac{\Delta P_2 (p_2 + 14.7)}{\Delta P_1 (p_1 + 14.7)}} \quad (\text{únicamente para gases perfectos}) \quad [5.19]$$

donde p_1 y p_2 son la presión promedio original y nueva, en psi, respectivamente. Nótese la diferencia entre ΔP 's, la cual representa la diferencia de presión, y las p 's la cual representa la presión promedio dentro del sistema (la p es igual a $\Delta P/2$ cuando la presión manométrica al final del sistema es cero).

Si el flujo a condiciones estándar se mantuviera sin cambio, la diferencia de presión tendría que cambiar acorde a la siguiente ecuación para compensar el cambio en la presión promedio:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{p_1 + 14.7}{p_2 + 14.7} \right) \quad [5.20]$$

donde ΔP_1 y ΔP_2 son la diferencia de presión original y nueva en cualquier unidad consistente y p_1 y p_2 son la presión promedio original y nueva en psi, respectivamente.

V. Pérdidas de presión.

Número de Reynolds.- Osborne Reynolds estudió las características del flujo de fluidos en ductos y observó ciertas relaciones entre la caída de presión y el flujo. Las características observadas fueron las siguientes.

- 1.- A bajas velocidades (flujo laminar, ver definición en la siguiente pág.), la caída de presión de un fluido es proporcional a la razón del flujo.

- 2.- A altas velocidades (flujo turbulento, ver definición en la siguiente pág.), la caída de presión de un fluido es proporcional aproximadamente al cuadrado de la razón del flujo.
- 3.- Existe una velocidad de transición donde la caída de presión puede corresponder a cualquiera de las dos relaciones anteriores.

Más adelante, Reynolds determinó que la relación de la velocidad con la caída de presión era distinta para diferentes fluidos, dependiente de la viscosidad del fluido, y de la geometría del ducto.

Reynolds caracterizó la relación para todos los fluidos y todos los ductos por un grupo de términos:

$$Re = \frac{D V \rho}{\mu} \quad [5.21]$$

D .- Diámetro interno.
 V .- Velocidad.
 ρ .- Densidad.
 μ .- Viscosidad.

Esta cantidad adimensional se conoce como número de Reynolds (Re). El número de Reynolds indica las magnitudes relativas de las fuerzas viscosas (resistencia al flujo) y de las fuerzas de inercia (tendencia al movimiento) de las moléculas en un fluido en movimiento. Un número de Reynolds bajo (menor a 2000) indica mucha fuerza viscosa y poca fuerza de inercia, mientras que un número de Reynolds alto (mayor a 4000) significa poca fuerza viscosa y mucha fuerza de inercia. Mucha fuerza de inercia incrementa la tendencia de un fluido a

formar remolinos y a hacerse turbulento. En el número de Reynolds crítico, hay un cambio radical en la forma de fluir. Abajo de este número crítico, el fluido se mueve en capas o láminas y se le denomina flujo laminar o flujo viscoso. Arriba del número de Reynolds crítico, el fluido tiende a arremolinarse y a mezclarse. A esto se le conoce como flujo turbulento.

El cambio de flujo laminar a turbulento puede ocurrir en cualquier parte dentro de la región crítica, la cual, para flujo en tuberías, está comprendido entre el número 2000 y 4000. El punto en el cual el flujo pasa de laminar a turbulento depende del tipo de entrada, rugosidad, estabilidad de la corriente, etc.

Al analizar sistemas más complejos de tuberías, válvulas y accesorios es necesario introducir algunos datos y fórmulas empíricas. Una de las formas más comunes es convertir los componentes del sistema a longitudes equivalentes.

Para flujo laminar ($Re < 2100$) el factor de fricción es función del número de Reynolds y puede calcularse directamente:

$$f = \frac{64}{Re} \quad [5.22]$$

Existen dos valores en uso del factor de fricción. Algunas ecuaciones como la de Fanning utilizan un factor de fricción el cual tiene un valor de 1/4 del factor utilizado aquí. Cualquiera de las ecuaciones empíricas que incorporan factores de fricción pueden manejar uno u otro

número; sólo hay que asegurarse que la ecuación y el factor sean compatibles.

Las siguientes expresiones⁽¹⁵⁾ han sido desarrolladas tomando en cuenta las características generalmente encontradas en la industria de la combustión:

GAS:

$$Re_{\text{gas}} = 0.482 \frac{Q S_g}{d \mu} \quad [5.23]$$

Q = Flujo (scfh)
 S_g = Gravedad específica
 d = diámetro interno (pulg.)
 μ = viscosidad absoluta (centipoise)

LIQUIDOS:

$$Re_{\text{liq}} = 50.6 \frac{q \rho}{d \mu} \quad [5.24]$$

q = Flujo (GMP)
 ρ = Densidad (lb/ft³)
 d = diámetro interno (in)
 μ = viscosidad absoluta (centipoise)

Caída de presión y fórmula de Darcy. El flujo en tuberías siempre está acompañado de fricción de las partículas del fluido que chocan con las paredes y unas contra otras. Esta pérdida de energía aparece como una pérdida de presión en la dirección del flujo.

La ecuación general para la caída de presión, conocida como fórmula de Darcy es:

$$h_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) = K \frac{V^2}{2g} \quad [5.25]$$

donde h_L = caída de presión, en pies de fluido; f = factor de fricción, adimensional; L = longitud de tubería, en pies; D = diámetro de tubería, en pies; V = velocidad, en ft/seg; g = aceleración de la gravedad, 32 ft/seg²; K = coeficiente de resistencia = fL/D .

El objetivo ahora es modificar la fórmula de Darcy en dimensiones útiles para la industria de la combustión. Así, se llega a dos resultados; uno para gases y otro para líquidos. Partiendo de la ecuación [5.25] y haciendo las substituciones necesarias, para gases se obtiene:

$$\Delta P_{\text{gas}} = 3.36 \times 10^{-6} \frac{f L \rho Q^2}{d^5} \quad [5.26]$$

donde ΔP = caída de presión, en PSI; f = factor de fricción, adimensional; L = longitud de tubería, en pies; ρ = densidad, en lb/ft³; Q = flujo, en ft³/hr; d = diámetro interno, en pulgadas.

Tanto el flujo Q y la densidad ρ están dados a condiciones reales de presión y temperatura, y como los gases son compresibles, deben ser corregidos por presión y temperatura:

$$Q_R = Q_{\text{std}} \left(\frac{14.7}{14.7 + P} \right) \left(\frac{460 + ^\circ\text{F}}{460 + 60} \right) \quad [5.27]$$

$$\rho_R = \rho_{\text{std}} \left(\frac{14.7 + P}{14.7} \right) \left(\frac{460 + 60}{460 + ^\circ\text{F}} \right) \quad [5.28]$$

De igual manera, partiendo de la ecuación [5.25] y haciendo las substituciones necesarias, para líquidos se obtiene:

$$\Delta P_{liq} = 2.16 \times 10^{-4} \frac{f L \rho \cdot q^2}{d^5} \quad [5.29]$$

donde ΔP = caída de presión, en PSI; f = factor de fricción adimensional; L = longitud de tubería, en pies; ρ = densidad en lb/ft³; q = flujo, en GPM; d = diámetro interno, en pulgadas.

Velocidad y caída de presión para dimensionamiento. - A lo largo de los años, los ingenieros han desarrollado tablas y cartas de velocidades permisibles para ayudar a la rápida selección del tamaño de tuberías. La velocidad únicamente no debe usarse para dimensionar líneas. La caída de presión también debe considerarse ya que toma en cuenta todas las características esenciales del fluido, como la viscosidad, densidad, etc. La caída de presión deberá también ser necesaria al diseñar un sistema global de tuberías.

Partiendo de la ecuación de velocidad = Flujo/Area, y haciendo las substituciones necesarias, se obtienen las siguientes ecuaciones en unidades útiles para la industria de la combustión:

GAS:

$$V_{gas} = 0.051 \frac{Q}{d^2} \quad [5.30]$$

donde V = velocidad, en ft/seg; Q = flujo, en ft³/hr; d = diámetro interno, en pulgadas.

La velocidad del gas debe ser calculada a condiciones reales de presión y temperatura:

$$V_R = (V)_{std} \left(\frac{14.7}{14.7 + P_1} \right) \left(\frac{14.7 + T_1}{520} \right) \quad [5.31]$$

LIQUIDO:

$$V_{Liq} = 0.408 \frac{q}{d^2} \quad [5.32]$$

en donde V = velocidad, en ft/seg; q = flujo, en GPM; d = diámetro interno, en pulgadas.

Velocidades permisibles⁽¹⁵⁾.- Gas: 30 - 40 ft/seg (real)
Agua: 10 ft/seg
Desagüe: 2 ft/seg (max)

Análisis de la dinámica de fluidos.- Un procedimiento práctico para el análisis de la dinámica de fluidos puede desarrollarse de la siguiente manera (puede ser útil la Figura 5.3 para el vaciado de datos):

- A.- Registrar todos los datos conocidos y convertirlos a unidades similares o útiles.
- B.- Referirse a cartas de dimensionamiento rápido para velocidad y caída de presión. Esto será una guía hacia la solución correcta.

- C.- Seleccionar un tamaño de tubería arriba y abajo del dado en el punto anterior "B".
- D.- Calcular la velocidad y registrar la velocidad permisible.
- E.- Calcular el número de Reynolds.
- F.- Buscar el factor de fricción (f).
- G.- Calcular la caída de presión.
- H.- Registrar los coeficientes de las resistencias representativas de válvulas y accesorios.
- I.- Multiplicar los coeficientes de resistencia totales de válvulas y accesorios por el factor de fricción a flujo turbulento completo (f_t).
- J.- Sumar los coeficientes de resistencia totales de válvulas y accesorios a los coeficientes de resistencia de entrada y salida.
- K.- Convertir los coeficientes de resistencia a longitudes equivalentes de tubería.
- L.- Registrar la longitud de tubería recta.
- M.- Sumar todas las longitudes equivalentes a la longitud de la tubería recta.
- N.- Multiplicar la caída de presión por pie por la longitud equivalente total.

Las Figuras 5.6 a 5.11 y las Tablas 5.2 a 5.5 pueden usarse para el análisis arriba mencionado (ver además referencias (7),(22) y (15)).

**Figura 5.3: Hoja de vaciado de datos para el análisis de flujo de fluidos.
Tomada de la referencia (15)**

TRABAJO: _____	FECHA: _____
	POR: _____
<u>CALCULO DE CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS</u>	
CIRCUITO _____	GRAVEDAD ESPECIFICA (G) _____
FLUJO _____	VISCOSIDAD - SSU _____
PRESION _____	VISCOSIDAD - CENTIPOISES - (P) _____
TEMPERATURA _____	VISCOSIDAD - CENTISTOKES - (P) _____
VOLUMEN ESPECIFICO _____	ρ^2 / lb _____
DENSIDAD (P) _____	lb / ρ^3 _____
DIAMETRO DE TUBERIA	
d - (in)	
d ²	
d ⁴	
D - (ft)	
V - FT / SEG	
V Recomendada FT / SEG	
Re -	
f - factor fricción	
f _T = Factor de fricción	
para flujo turbulento completo	
ΔP / ft - (psi)	
Resistencia representativa	
Coefficientes (K)	
Codo 90°	
Codo 45°	
Curva	
T corrida	
T desviada	
Válvula compuerta	
Válvula cierre	
Válvula retención y cierre	
Válvula retención disco	
Filtro	
K Total representativa	
K Total válvulas y accesorios	
K Entrada	
K Salida	
K Total	
Longitud equivalente L = Kd / 12f	
Tubería recta	
Longitud Equivalente Total (ft)	
AP (psi)	

Ejemplo 5.1: Gases.

Fluido: Gas natural o metano.

Flujo: 2200 scfh

Presión: 5 PSIG

Temp: 100°F

Circuito: 30 ft tubería recta, 2 válvulas de compuerta, 1 válvula de globo, 6 codos 90°, 2 vueltas en T.

Encontrar: Tamaño más adecuado de tubería y caída de presión?

A.- Registrar todos los datos en una hoja (Fig.5.4).

B.- Buscar o calcular algunos otros datos como la densidad o viscosidad en tablas apropiadas (ver Figuras 5.6,5.7,5.8 y Tabla 5.2).

C.- Calcular la velocidad.

$$V = 5.1 \times 10^{-2} \frac{Q}{d^2} \quad (\text{corr. temp./pres.})$$

$$V = 5.1 \times 10^{-2} \left(\frac{2200}{d^2} \right) \left(\frac{14.7}{14.7 \times 5} \right) \left(\frac{460 + 100}{520} \right)$$

$$V = \frac{0.408}{d^2}$$

E.- Calcular el número de Reynolds Re.

$$Re_{\text{gas}} = 0.482 \frac{QS_g}{d \mu} \quad S_g = \frac{\text{Peso mol. gas}}{\text{Peso mol. aire}}$$

$$Re_{\text{gas}} = \frac{(0.482)(2200)(0.55)}{d(0.012)} \quad Sg = \frac{16}{28.9} = 0.55$$

$$Re_{\text{gas}} = \frac{48602}{d}$$

F.- Basándose en el número de Reynolds calculado, buscar el factor de fricción (f) en la figura correspondiente (ver Fig. 5.9)

G.- Calcular la caída de presión $\Delta P/\text{ft}$ de tubería equivalente:

$$\Delta P_{\text{gas}} = 3.36 \times 10^{-6} (fL\rho_R Q_R^2)/d^5 \quad R = \text{Real}$$

$$\rho_R = \rho_{\text{std}} \left(\frac{14.7 + P}{14.7} \right) \left(\frac{460 + 60}{460 + F} \right)$$

$$\rho_R = (0.042) \left(\frac{14.7 + P}{14.7} \right) \left(\frac{460 + 60}{460 + 100} \right)$$

$$\rho_R = 0.052$$

$$Q_R = Q_{\text{std}} \left(\frac{14.7}{14.7 + P} \right) \left(\frac{460 + F}{460 + 60} \right)$$

$$Q_R = (2200) \left(\frac{14.7}{14.7 + 5} \right) \left(\frac{460 + 100}{460 + 60} \right)$$

$$Q_R = 1768 \text{ CFM}$$

$$\Delta P_{\text{gas}} = 3.36 \times 10^{-6} \frac{fL\rho_R Q_R^2}{d^5}$$

$$\Delta P_{\text{gas}} = \frac{(3.36 \times 10^{-6})(f)(L)(0.052)(1768)^2}{d^5}$$

$$\Delta P_{\text{gas}} = \frac{0.015}{d^5} f L \frac{\text{psi}}{\text{ft}}$$

Figura 5.4: Datos para el análisis de flujo del ejemplo 5.1

TRABAJO: _____	FECHA: _____			
POR: _____				
<u>CALCULO DE CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS</u>				
CIRCUITO - Gas natural a baja presión _____	GRAVEDAD ESPECIFICA (G) _____			
FLUJO - 2200 SCFH _____	VISCOSIDAD - SSU _____			
PRESION - 5 PSIG _____	VISCOSIDAD - CENTIPOISES - (P) 0.012			
TEMPERATURA - 100°F _____	VISCOSIDAD - CENTISTOKES - (P) _____			
VOLUMEN ESPECIFICO _____	ft ³ / lb _____			
DENSIDAD (P) 0.042	lb / ft ³ _____			
DIAM. DE TUBERIA	CGD. 40	3/4"	1"	1 1/2"
d _s (in)		0.824	1.049	1.61
d _s ²		0.679	1.1	2.592
d _s ⁴		0.3799	1.270	10.82
D - (ft.)		0.0687	0.0874	0.1342
V - FT / SEG		132	82	34.8
V Recomendada FT / SEG		40	40	40
Re -		5.9 x 10 ⁴	4.6 x 10 ⁴	3 x 10 ⁴
f - factor fricción		0.0274	0.0262	0.0268
f _T - Factor de fricción para flujo turbulento completo		0.025	0.023	0.021
AP / ft. (psi)		0.039	0.011	0.0014
<u>Coefficientes (K)</u>				
Resistencia representativa				
6 Codo 90° x 3/4 ft.		180 f _T	180 f _T	180 f _T
Codo 45°				
Cuerpo				
T corrida				
2 T desviada x 60 ft.		120 f _T	120 f _T	120 f _T
2 Válv. compuerta x 8 ft.		16 f _T	16 f _T	16 f _T
1 Válv. cierre x 3/4 ft.		340 f _T	340 f _T	340 f _T
Válv. retención y cierre				
Válv. retención disco				
Filtro				
K Total representativa		656 f _T	656 f _T	656 f _T
K Total válvulas y accesorios		16.4	15.1	13.8
K Entrada				
K Salida				
K Total		16.4	15.1	13.8
Longitud equivalente L = Kd / 12f		41.1	30.4	69.1
Tubería recta		30	30	30
Longitud Equivalente Total (ft)		71.1	80.4	99.1
AP (psi)		2.77	0.88	0.14

H.- Enlistar el número de accesorios, codos y válvulas en la hoja y multiplicar su número de longitudes equivalentes por el diámetro (ft) de cada tamaño de tubería tratada.

I.- Sumar el número total de longitudes equivalentes y multiplicarlo por la caída de presión por pie. Esto dará la caída de presión total del sistema.

Ejemplo 5.2: Líquidos.

Fluido: Agua.
Flujo: 300 GPM
Presión: 50 PSIG
Temp: 100°F
Circuito: 400 pies tubería recta, 1 válvula de globo, 2 codos, 2 vueltas en T, 1 válvula *check*

Encontrar: Tamaño más adecuado de tubería y caída de presión?

A.- Seguir el mismo procedimiento del paso A al C del ejemplo anterior (Figura 5.5)

B.- Calcular velocidad:

$$V_{liq} = 0.408 \frac{q}{d^2}$$

$$V_{liq} = 0.408 \frac{(300)}{d^2}$$

$$V_{liq} = \frac{122.4}{d^2}$$

C.- Calcular el número de Reynolds Re:

$$Re_{liq} = 50.6 \frac{q}{d\mu}$$

$$Re_{liq} = \frac{(50.6)(300)(62.4)}{d(0.7)}$$

$$Re_{liq} = \frac{1.35 \times 10^6}{d}$$

D.- Buscar el factor de fricción (f) en la carta correspondiente (Fig.5.9)

E.- Calcular la caída de presión:

$$\Delta P_{liq} = 2.16 \times 10^{-4} \frac{f L P q^2}{d^5}$$

$$\Delta P_{liq} = \frac{(2.16 \times 10^{-4})(f)(L)(62.4)(300)^2}{d^5}$$

$$\Delta P_{liq} = \frac{21.8}{d^5} f L$$

F.- Seguir el mismo procedimiento de los pasos H e I del ejemplo anterior.

Figura 5.5: Datos para el análisis de flujo del ejemplo 5.2.

TRABAJO: _____	FECHA: _____		
POR: _____			
<u>CALCULO DE CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS</u>			
CIRCUITO - Tubería de agua _____	GRAVEDAD ESPECIFICA (G) _____ 1		
FLUJO - 300 GPM _____	VISCOSIDAD - SSU _____		
PRESION - 50 PSIG _____	VISCOSIDAD - CENTIPOISES - (c) _____ 0.07		
TEMPERATURA - 100°F _____	VISCOSIDAD - CENTISTOKES - (c) _____		
VOLUMEN ESPECIFICO (V) 0.016 m ³ / lb _____			
DENSIDAD (D) 62.4 lb / ft ³ _____			
DIAM. DE TUBERIA CEP. 40	3"	4"	5"
d - (in)	3.068	4.026	5.047
d ²	9.413	16.21	25.47
d ⁵	271.8	1058	3275
D - (ft.)	0.2557	0.3355	0.4206
V - FT / SEG	13	7.6	4.8
V Recomendada FT / SEG	10	10	10
Re =	4.4 x 10 ⁶	3.3 x 10 ⁵	2.7 x 10 ⁵
f - Factor fricción	0.018	0.018	0.0177
f _T = Factor de fricción para flujo turbulento completo	0.018	0.017	0.016
AP / ft - (psi)	0.080	0.021	0.0066
Resistencia representativa			
Coefficientes (K)			
2 Codo 90° x 30 f _T	60 f _T	60 f _T	60 f _T
Codo 45°			
Curva			
1 Corrida			
2 T. desviada x 60 f _T	120 f _T	120 f _T	120 f _T
Válv. compuerta			
1 Válv. cierre x 340 f _T	340 f _T	340 f _T	340 f _T
Válv. retención y cierre			
1 Válv. retención disco x 100 ft	100 f _T	100 f _T	100 f _T
Filtro			
K Total representativa	620 f _T	620 f _T	620 f _T
K Total válvulas y accesorios	11.16	10.54	9.92
K Entrada			
K Salida			
K Total	11.16	10.54	9.92
Longitud equivalente L = Kd / 12f	158.5	196.5	235.7
Tubería recta x 400 ft	400	400	400
Longitud Equivalente Total (ft)	558.5	596.5	635.7
ΔP (psi)	44.7	12.5	4.2

Figura 5.6: Viscosidad de gases y vapores de hidrocarburos
Tomada de la referencia (7)

Las curvas de vapores de hidrocarburos y gases naturales en el nomograma de la derecha, son adaptaciones de datos tomados de Maxwell; las curvas de todos los demás gases (excepto el helio²⁷) están basadas en la fórmula de Sutherland.

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_0 + C}{T + C} \right) \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1/2}$$

donde:

μ = viscosidad en centipoises, a la temperatura T .

μ_0 = viscosidad en centipoises, a la temperatura T_0 .

T = temperatura absoluta, en Kelvin (273 + °C) para la cual se requiere conocer la viscosidad.

T_0 = temperatura absoluta en Kelvin para la que se conoce la viscosidad.

C = constante de Sutherland.

Nota: La variación de la viscosidad con la presión es pequeña para la mayor parte de los gases. Para los gases dados en esta página, la corrección de la viscosidad debida a la presión es inferior al 10% para presiones hasta 35 bar (500 libras por pulg²).

Fluido	Valores aproximados de °C*
O2	127
Aire	129
N2	111
CO2	240
CO	118
SO2	416
NH3	370
H2	72

Ejemplo para el nomograma de arriba: la viscosidad del dióxido de azufre gaseoso a 100°C (212°F) es 0.0162 centipoises.

Ejemplo para el nomograma de abajo: La viscosidad del dióxido de carbono gaseoso a 30°C (80°F) aproximadamente, es de 0.0152.

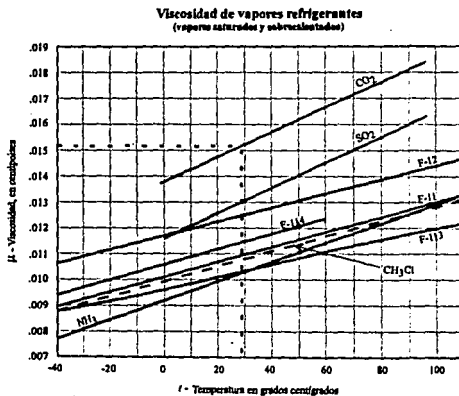
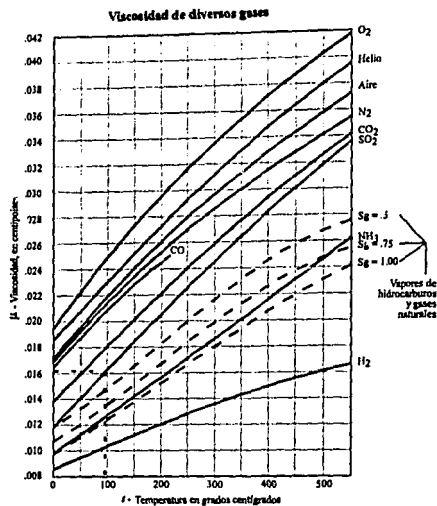
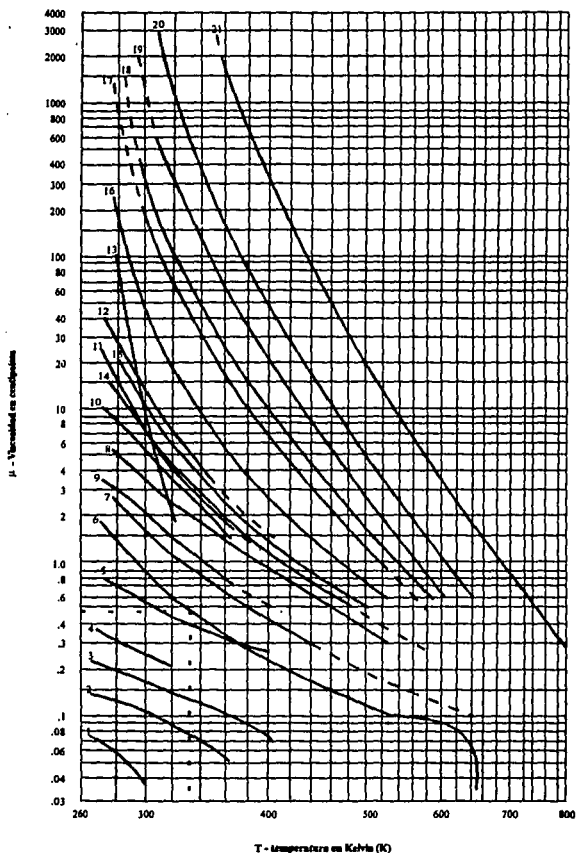


Figura 5.7: Viscosidad del agua y de líquidos derivados del petróleo

Tomada de la referencia (7)



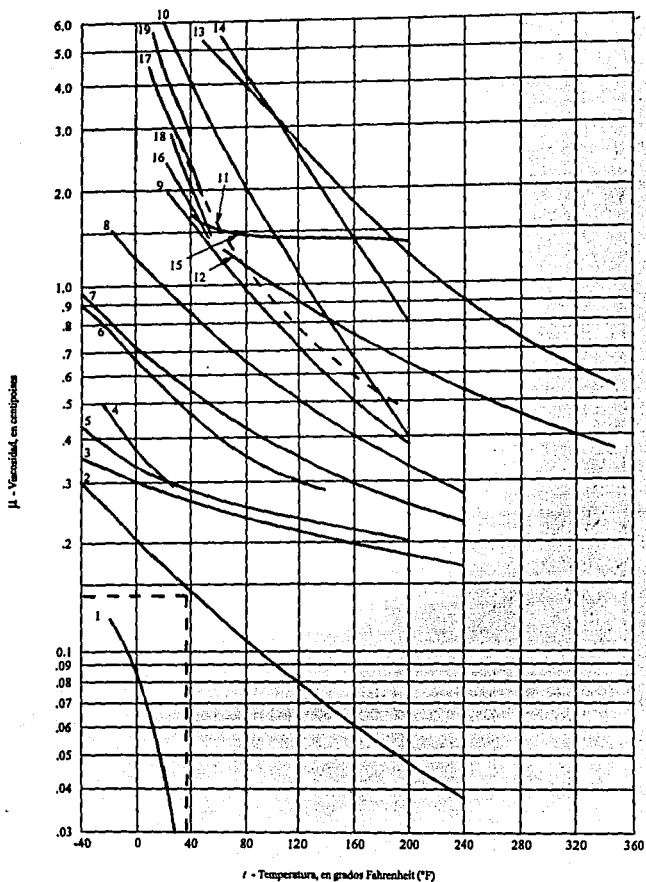
1. Etano (C₂H₆)
2. Propano (C₃H₈)
3. Butano (C₄H₁₀)
4. Gasolina Natural
5. Gasolina
6. Agua
7. Keroseno
8. Destilado
9. Crudo de 48 grados API
10. Crudo de 40 grados API
11. Crudo de 35.6 grados API
12. Crudo de 32.6 grados API
13. Crudo de Salt Creek
14. Aceite combustible 3 (Máx.)
15. Aceite combustible 5 (Mín.)
16. Aceite Lube SAE 10 (100 V.I.)
17. Aceite Lube SAE 30 (100 V.I.)
18. Aceite combustible 5 (Máx.) o 6 (Mín.)
19. Aceite Lube SAE 70 (100 V.I.)
20. Aceite combustible Bunker C (Máx.) y residuo M.C.
21. Asfalto

Ejemplo: Hallar la viscosidad del agua a 60°C
 Solución: 60°C = 273 + 60 = 333 K

Viscosidad del agua a 333 K, es 0.47 centipoises (curva 6)

Figura 5.8: Viscosidad de líquidos diversos.

Tomada de la referencia (7).



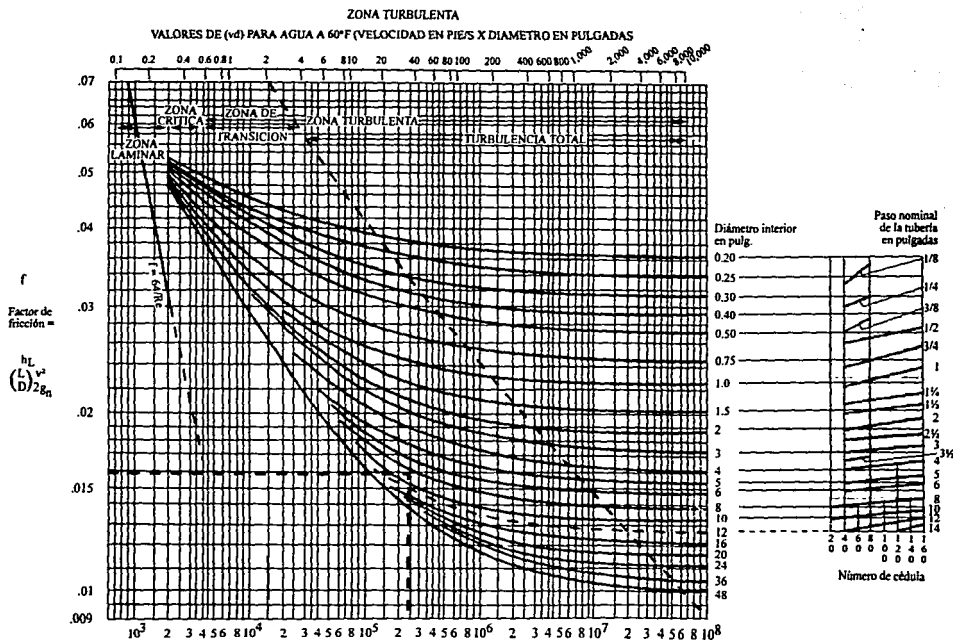
- 1. Dióxido de carbono CO
- 2. Amoníaco NH₃
- 3. Cloruro de metilo CH₃Cl
- 4. Dióxido de azufre SO₂
- 5. Freón 12 F-12
- 6. Freón 114 F-114
- 7. Freón 11 F-11
- 8. Freón 113 F-113

- 9. Alcohol etílico
- 10. Alcohol isopropílico
- 11. Ácido sulfúrico al 20% H₂SO₄
- 12. Dowtherm E
- 13. Dowtherm A
- 14. Hidróxido de sodio al 20% NaOH
- 15. Mercurio

- 16. Cloruro de sodio al 10% NaCl
- 17. Cloruro de sodio al 20% NaCl
- 18. Cloruro de calcio al 10% CaCl₂
- 19. Cloruro de calcio al 20% CaCl₂

Ejemplo: La viscosidad del amoníaco a 40°F es 0.14 centipoise.

Figura 5.9: Factores de fricción para tuberías comerciales de acero limpias.



Problema: Determine el factor de fricción para una tubería de 12 pulgadas, Cédula 40, para un flujo con Número de Reynolds = 300 000.
 Solución: El factor de fricción (f) es igual a 0.016.

Re - Número de Reynolds = $\frac{Dv\rho}{\mu_c}$

Tomada de la referencia (7)

Figura 5.10: Selección mínima del diámetro de tubería
Basada en aire (s.g. = 1.0)
Tomada de la referencia (15)

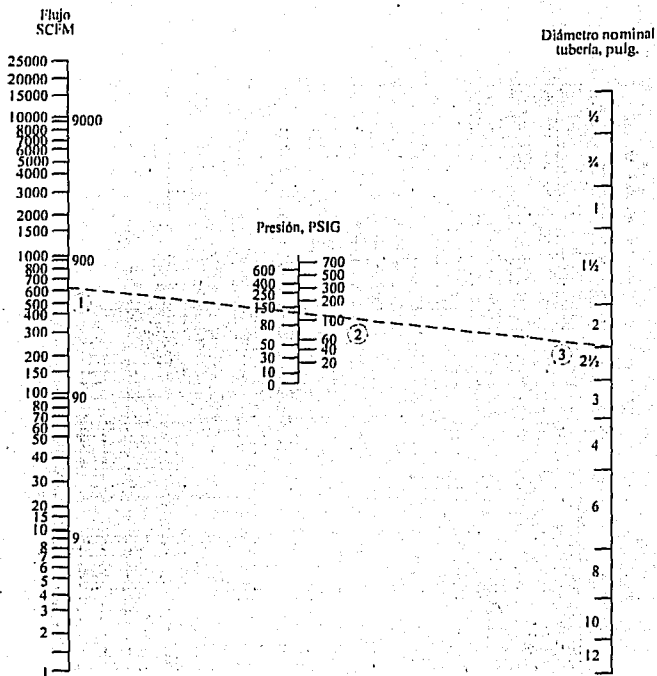
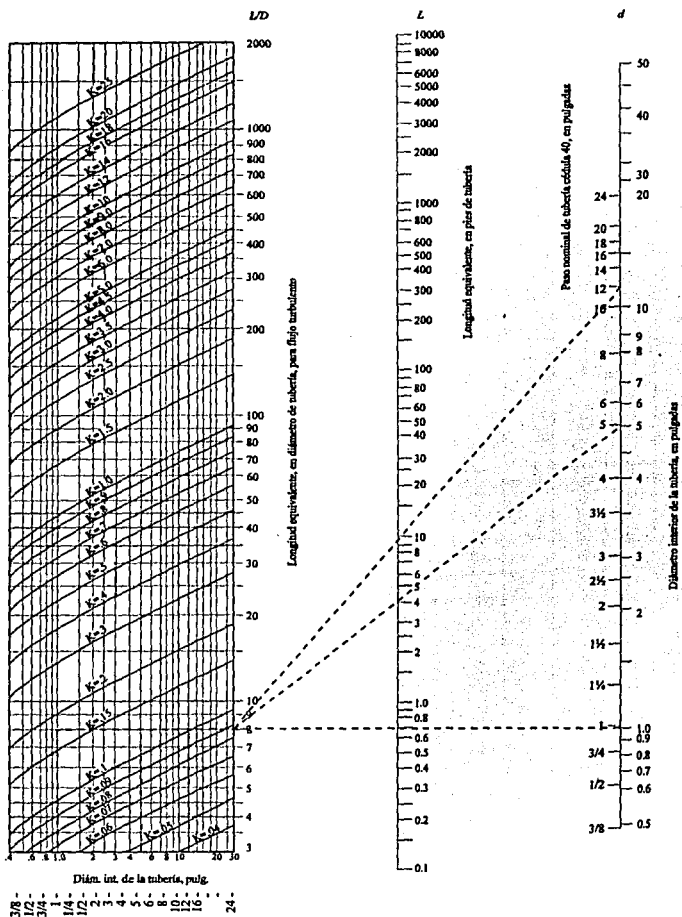


Figura 5.11: Longitudes equivalentes L y L/D, nomograma del coeficiente de resistencia K

Tomada de la referencia (7)



Paso de tubería céd. 40, pulg.

Solución:

Ejemplo. Determinese la longitud equivalente en diámetro de tubería y pies de tubería nueva de acero comercial cédula 40 y el factor de resistencia K_v para válvulas de compuerta totalmente abierta con paso de 1, 5 y 12 pulgadas, con flujo en un régimen de turbulencia completa.

Paso de la válvula	1 pulg	5 pulg	12 pulg
Longitud equivalente, diámetros tubería	8	8	8
Longitud equivalente, pies tubería céd. 40	0.7	3.4	7.9
Factor K_v basado en tubería céd. 40	0.18	0.13	0.10

Tabla 5.2: Viscosidad del agua y del vapor de agua.

Temp. ° F	Viscosidad del agua y vapor de agua - en centipoises (μ)														
	1	2	5	10	20	50	100	200	500	1000	2000	5000	7500	10000	12000
	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²	lb / pulg ²
Agua sat.	.667	.524	.388	.313	.255	.197	.164	.138	.111	.094	.073				
Vapor sat.	.010	.010	.011	.012	.012	.013	.014	.015	.017	.019	.023				
1500 *	.041	.041	.041	.041	.041	.041	.041	.041	.042	.042	.042	.044	.046	.048	.050
1450	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.040	.041	.041	.043	.045	.047	.049
1400	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.039	.042	.044	.047	.049
1350	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.038	.041	.044	.046	.049
1300	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.040	.043	.045	.048
1250	.035	.035	.035	.035	.035	.035	.035	.036	.036	.036	.037	.039	.042	.045	.048
1200	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.035	.035	.036	.038	.041	.045	.048
1150	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.034	.037	.041	.045	.049
1100	.032	.032	.032	.032	.032	.032	.032	.032	.033	.033	.034	.037	.040	.045	.050
1050	.031	.031	.031	.031	.031	.031	.031	.031	.032	.032	.033	.036	.040	.047	.052
1000	.030	.030	.030	.030	.030	.030	.030	.030	.030	.031	.032	.035	.041	.049	.055
950	.029	.029	.029	.029	.029	.029	.029	.029	.029	.030	.031	.035	.042	.052	.059
900	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.028	.029	.035	.045	.057	.064
850	.026	.026	.026	.026	.026	.026	.027	.027	.027	.027	.028	.035	.052	.064	.070
800	.025	.025	.025	.025	.025	.025	.025	.025	.026	.026	.027	.040	.062	.071	.075
750	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.025	.025	.026	.037	.071	.078	.081
700	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.023	.024	.026	.071	.079	.085	.086
650	.022	.022	.022	.022	.022	.022	.022	.022	.023	.023	.023	.082	.088	.092	.096
600	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.021	.091	.096	.101	.104
550	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.095	.101	.105	.109
500	.019	.019	.019	.019	.019	.019	.019	.018	.018	.018	.018	.105	.111	.114	.119
450	.018	.018	.018	.018	.017	.017	.017	.017	.015	.016	.016	.118	.123	.127	.131
400	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.016	.134	.138	.143	.147
350	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.015	.155	.160	.164	.168
300	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.014	.183	.184	.188	.191
250	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.013	.211	.218	.228	.242
200	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.012	.303	.306	.310	.313
150	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.011	.428	.429	.431	.434
100	.010	.010	.010	.010	.010	.010	.010	.010	.010	.010	.010	.680	.681	.682	.683
50	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.299	1.298	1.296	1.289	1.284	1.279
32	1.753	1.753	1.753	1.753	1.753	1.753	1.753	1.752	1.751	1.749	1.745	1.733	1.723	1.713	1.705

Los valores por abajo de las viscosidades subrayadas son para agua.

* Punto crítico

Tomada de la referencia (7)

Tabla 5.3: Datos técnicos de tubería estándar de acero.

Medida nominal de la tubería	Cédula	Diámetro externo		Diámetro interno		Espesor pared pulg.	Área Interna transversal		Superficie externa pies cuadrados por pie tubería	Peso tubería libras por pie	
		pulgadas	pulg.	pies	pulg.²		pies²	□ ○			
1/8	40	0.405	0.269	0.0224	0.068	0.057	0.00040	0.1060	0.25	0.25	
1/4	40	0.540	0.364	0.0303	0.088	0.104	0.00072	0.1413	0.43	0.43	
3/8	40	0.675	0.493	0.0411	0.091	0.191	0.00133	0.1768	0.57	0.57	
1/2	40	0.840	0.622	0.0518	0.109	0.304	0.00211	0.2199	0.86	0.86	
3/4	40	1.050	0.824	0.0687	0.113	0.533	0.00371	0.2749	1.14	1.14	
1 1/4	40	1.315	1.049	0.0874	0.133	0.864	0.00600	0.3443	1.68	1.69	
1	40	1.660	1.380	0.1150	0.140	1.495	0.01040	0.4346	2.28	2.29	
1 1/2	40	1.900	1.610	0.1342	0.145	2.036	0.01414	0.4974	2.72	2.74	
2	40	2.375	2.067	0.1722	0.154	3.355	0.02330	0.6218	3.66	3.68	
2 1/2	40	2.875	2.469	0.2057	0.203	4.788	0.03322	0.7527	5.80	5.82	
3	40	3.500	3.068	0.2557	0.216	7.393	0.05130	0.9163	7.58	7.62	
4	40	4.500	4.026	0.3355	0.237	12.73	0.08840	1.178	10.8	10.9	
5	40	5.563	5.047	0.4206	0.258	20.00	0.1390	1.456	14.7	14.9	
6	40	6.625	6.065	0.5054	0.280	28.89	0.2006	1.734	19.0	19.2	
8	40	8.625	7.981	0.6651	0.322	50.03	0.3474	2.258	28.6	28.8	
8	30	8.625	8.071	0.6725	0.277	51.16	0.3553	2.258	24.7	25.0	
10	40	10.75	10.020	0.8350	0.365	78.86	0.5475	2.814	40.5	41.2	
10	30	10.75	10.136	0.8446	0.307	80.69	0.5604	2.814	34.3	35.0	
12	40	12.75	11.938	0.9949	0.406	111.9	0.7774	3.338	53.6	55.0	
12	30	12.75	12.090	1.0075	0.330	114.8	0.7972	3.338	43.8	45.0	

- Con finales planos
○ Con rosca y acopiamientos

Tomada de la referencia (22)

Tabla 5.4: Flujo de aire en tuberías de acero de cédula 40.

Para longitudes de tubería que no sean de 100 metros (pies) la pérdida de presión es proporcional a la longitud. Por lo tanto, para 50 metros (pies) de tubería, la pérdida de presión es casi la mitad del valor dado en la tabla... para 300 metros (pies), tres veces dicho valor, etc.

La pérdida de presión también es inversamente proporcional a la temperatura absoluta y directamente proporcional a la temperatura absoluta.

Por lo tanto, para determinar la pérdida de presión con presiones de entrada o promedio diferentes a 7 bar (100 lb/pulg²), multiplíquese los valores dados en el tabla por la relación:

$$\left(\frac{100 + 14.7}{p + 14.7} \right) \left(\frac{460 + t}{520} \right)$$

donde:

"p" es la presión manométrica media o de entrada en (lb/pulg²), "t" es la temperatura considerada en grados Fahrenheit (°F)

Pérdida de presión en tuberías que no sean de cédula 40

Para calcular la pérdida de presión en tuberías que no sean cédula 40 utilícese la fórmula siguiente:

$$\Delta P_a = \Delta P_{40} \left(\frac{d_{40}}{d_a} \right)^5$$

El subíndice "a" indica la cédula de la tubería para la que se desea hallar la pérdida de presión.

El subíndice "40" indica la pérdida de presión en tuberías de cédula 40, dadas en esta tabla.

Aire libre en Piec tuberia por minuto a 60° F y 14.7 lb/pulg ² absoluta	Aire comprimido por minuto a 60° F y 100 lb/pulg ² absoluta				Cálculo de presión en tuberías por pulgadas cuadradas por cada 100 pies de tubería cédula 40 para aire a 100 lb/in ² manométrica y 60° F	
	1"	1 1/2"	2"	3"	4"	6"
1	0.328	0.161	0.081	0.042	0.020	
2	0.256	0.131	0.058	0.044	0.020	
3	0.384	0.106	0.065	0.113	0.047	14"
4	0.511	0.131	0.071	0.226	0.071	
5	0.641	0.156	0.078	0.341	0.106	0.027
6	0.760	10.6	0.21	0.428	0.141	0.037
8	0.924	16.6	1.39	0.848	0.245	0.062
10	1.282	28.7	1.96	1.26	0.346	0.094
14	1.922			2.31	0.814	0.201
20	1.61		22.9	4.76	1.41	0.345
25	1.204		19.6	7.34	2.21	0.520
30	1.345			10.5	3.15	0.748
40	4.486			14.2	4.24	1.00
50	1.126			18.4	5.49	1.30
60	1.767			23.1	6.90	1.62
80	46.4			28.1	8.49	1.99
100	1.020	2 1/2"		40.7	12.2	2.45
120	1.471				16.9	3.83
140	10.25	0.014			21.4	4.96
160	11.51	0.026			27.0	6.23
180	12.82	0.038			33.2	7.66
200	14.18	0.044	3"			11.0
225	15.32	0.062	0.021			17.0
250	16.43	0.082	0.028	3 1/2"		23.1
275	17.51	0.107	0.036			30.0
300	18.84	0.134	0.041	0.022		37.9
325	20.04	0.164	0.051	0.027		45.7
350	21.24	0.191	0.060	0.032		53.6
375	22.45	0.219	0.078	0.037		61.4
400	23.65	0.250	0.090	0.042		69.3
425	24.87	0.281	0.104	0.047		77.1
450	26.10	0.316	0.119	0.052	0.010	85.0
475	27.34	0.402	0.134	0.064	0.014	92.9
500	28.59	0.452	0.151	0.072	0.018	100.8
525	29.85	0.507	0.168	0.081	0.021	108.7
550	31.11	0.562	0.187	0.089	0.027	116.6
575	32.38	0.623	0.206	0.099	0.032	124.5
600	33.64	0.748	0.248	0.118	0.042	132.4
625	34.91	0.887	0.291	0.139	0.053	140.3
650	36.18	1.04	0.342	0.163	0.066	148.2
675	37.45	1.19	0.395	0.188	0.080	156.1
700	38.72	1.36	0.451	0.214	0.113	0.036
725	40.00	1.55	0.517	0.244	0.127	0.041
750	41.28	1.74	0.576	0.274	0.144	0.046
775	42.56	1.95	0.642	0.305	0.160	0.051
800	43.84	2.18	0.713	0.340	0.178	0.057
825	45.12	2.40	0.788	0.375	0.197	0.063
850	46.40	2.69	0.948	0.451	0.236	0.075
875	47.68	3.44	1.13	0.513	0.279	0.089
900	48.96	4.07	1.32	0.626	0.327	0.103
925	50.24	4.65	1.52	0.718	0.377	0.119
950	51.52	5.21	1.74	0.824	0.431	0.136
975	52.80	6.04	1.97	0.932	0.490	0.154
1000	54.08	7.05	2.50	1.18	0.616	0.193
1025	55.36	9.44	3.06	1.45	0.757	0.237
1050						0.283
1075						0.329
1100						0.375
1125						0.421
1150						0.467
1175						0.513
1200						0.559
1225						0.605
1250						0.651
1275						0.697
1300						0.743
1325						0.789
1350						0.835
1375						0.881
1400						0.927
1425						0.973
1450						1.019
1475						1.065
1500						1.111
1525						1.157
1550						1.203
1575						1.249
1600						1.295
1625						1.341
1650						1.387
1675						1.433
1700						1.479
1725						1.525
1750						1.571
1775						1.617
1800						1.663
1825						1.709
1850						1.755
1875						1.801
1900						1.847
1925						1.893
1950						1.939
1975						1.985
2000						2.031
2025						2.077
2050						2.123
2075						2.169
2100						2.215
2125						2.261
2150						2.307
2175						2.353
2200						2.399
2225						2.445
2250						2.491
2275						2.537
2300						2.583
2325						2.629
2350						2.675
2375						2.721
2400						2.767
2425						2.813
2450						2.859
2475						2.905
2500						2.951
2525						2.997
2550						3.043
2575						3.089
2600						3.135
2625						3.181
2650						3.227
2675						3.273
2700						3.319
2725						3.365
2750						3.411
2775						3.457
2800						3.503
2825						3.549
2850						3.595
2875						3.641
2900						3.687
2925						3.733
2950						3.779
2975						3.825
3000						3.871

Tomado de la referencia (7)

Tabla 5.5: Tabla del factor "K" (página 1 de 4)
Tomado de la referencia (7)

Coefficientes de resistencia (k) válidos para válvulas y accesorios

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERIAS COMERCIALES, NUEVAS DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA.

Diámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65,80	100	125	150	200,250	300,400	450,600
	pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8,10	12-16	18,24
Factor de fricción (ff)		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

FORMULAS PARA EL CALCULO DEL FACTOR "K" PARA VALVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\frac{\sin \theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} K_1$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \frac{\sin \theta}{2}}{\beta^4} K_1$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\frac{\sin \theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} K_1$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} K_1$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \frac{\sin^2 \theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \frac{\sin^2 \theta}{2} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}) \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

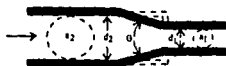
$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

* Use el valor K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor.

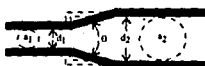
ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta \approx 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$

$45^\circ < \theta \approx 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta \approx 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$

$45^\circ < \theta \approx 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

Tabla 5.5: Tabla del factor "K" (página 3 de 4)
 Coeficientes de resistencia (k) válidos para válvulas y accesorios

VALVULAS DE RETENCION Y CIERRE

(Tipos recto y angular)



Si:
 $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/\text{seg} = 70 \beta^2 \sqrt{V}$
 $\text{pie}/\text{seg} = 55 \beta^2 \sqrt{V}$

Si:
 $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

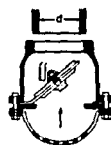
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$= 95 \beta^2 \sqrt{V}$
 $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$

VALVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente

Obturador oscilante



$K = 420 f_r$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/\text{seg} = 20 \sqrt{V}$
 $\text{pie}/\text{seg} = 15 \sqrt{V}$

$K = 75 f_r$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$= 45 \sqrt{V}$
 $= 35 \sqrt{V}$



Si:
 $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

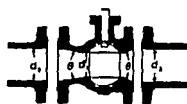
velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador

$m/\text{seg} = 75 \beta^2 \sqrt{V}$

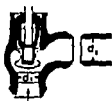
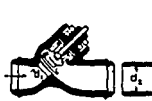
Si:
 $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

$\text{pie}/\text{seg} = 60 \beta^2 \sqrt{V}$

VALVULAS DE GLOBO



Si: $\beta = 1 \text{ @ } 0 \dots K_1 = 3 f_r$
 $\beta < 1 \text{ @ } 0 \text{ @ } 45^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1 \text{ @ } 45^\circ < 0 \text{ @ } 180^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$



$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/\text{seg} = 1/0 \beta^2 \sqrt{V}$

$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

$(\text{pie}/\text{seg}) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$

VALVULAS DE MARIPOSA

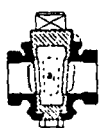


Díametro 50 mm (2") a 200 mm (8") ... $K = 45 f_r$
 Díametro 250 mm (10") a 350 mm (14") ... $K = 35 f_r$
 Díametro 400 mm (16") a 600 mm (24") ... $K = 25 f_r$

Tabla 5.5: Tabla del factor "K" (página 4 de 4)
 Coeficientes de resistencia (k) válidos para válvulas y accesorios

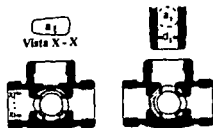
VALVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo



Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_r$

tres entradas

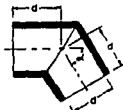


Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_r$

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 90 f_r$

Si: $\beta < 1$ $K_2 = \text{Fórmula 6}$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA



oc	K
0°	2 f_r
15°	4 f_r
30°	8 f_r
45°	15 f_r
60°	25 f_r
75°	40 f_r
90°	60 f_r

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



r/d	K	r/d	K
1	20 f_r	8	24 f_r
1.5	14 f_r	10	30 f_r
2	12 f_r	12	34 f_r
3	12 f_r	14	38 f_r
4	14 f_r	16	42 f_r
6	17 f_r	20	50 f_r

El coeficiente de resistencia KB_1 para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$KB = (n - 1) (0.25 \pi f_r \frac{d}{r} + 0.5 K) + K$$

$n =$ número de resistencia de curvas de 90°
 $K =$ coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO



$K = 50 f_r$

CODO ESTANDAR

90°



$K = 30 f_r$

45°



$K = 16 f_r$

CONEXIONES ESTANDAR EN "T"



Flujo directo $K = 20 f_r$
 Flujo desviado a 90° $K = 60 f_r$

ENTRADAS EN TUBERIA

Con un resalte hacia el interior



$K = 0.78$

A tope



Véanse los valores de K en la tabla

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

SALIDA DE TUBERIA

Con resalte



$K = 1.0$

De cantos vivos



$K = 1.0$

Redondeada



$K = 1.0$

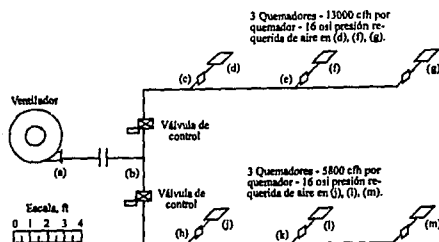
Resistencias en serie y paralelo.- Se dice que las resistencias están en serie si el fluido fluye a través de ellas consecutivamente. En este caso, la cantidad de flujo es la misma en todas las resistencias, y la caída de presión es la suma de todas las caídas de presión individuales. Las caídas de presión individuales son proporcionales a las resistencias individuales.

Se dice que las resistencias están en paralelo si reciben fluido de la misma fuente y entregan el fluido en el mismo punto final; por ejemplo, un grupo de quemadores todos conectados del mismo tren o *manifold* y todos instalados en el mismo horno (Fig.5.12). En este arreglo, la caída de presión a través de cada una de las resistencias es la misma y es igual a la caída de presión total, y el flujo total es la suma de todos los flujos individuales. La cantidad de flujo individual es inversamente proporcional a las resistencias individuales. Grupos de resistencias en paralelo y grupos de resistencias en serie pueden combinarse dentro de combinaciones serie-paralelo.

Todos los métodos para el procedimiento de cálculo de sistemas de tubería son del tipo de prueba y error, y el número de intentos disminuye conforme la experiencia. De todas formas, el método más simple de aproximación es por el método de áreas. Esto es, por ejemplo, para dos quemadores con tuberías de entrada de 2 pulgadas (3.355 pulg^2), el *manifold* o cabezal deberá tener una área seccional de aproximadamente $2 \times 3.355 \text{ pulg}^2 = 6.71 \text{ pulg}^2$. El área seccional mas cercana a esto es de 7.39 pulg^2 de una tubería de 3 pulgadas. Así una tubería de 3 pulgadas sería una buena inicialización. De todas maneras, detener el cálculo en

este punto puede conducirnos a problemas. Esta tubería y su caída de presión debe chequearse con el sistema entero. Si la línea es muy larga, la caída de presión puede ser excesiva y entonces debería chequearse el siguiente tamaño. Si la línea es corta, usar un tamaño más pequeño podría no resultar en una caída de presión excesiva.

Figura 5.12: Sistema de tuberías en serie - paralelo.



La Tabla 5.6 muestra el procedimiento para el intento final de resolución de la Figura 5.12, en el cual el flujo y las longitudes de tubería han sido fijadas, pero los tamaños de las tuberías y la presión de entrada deben seleccionarse.

Sección	Datos			Intento de selección		Calculado			
	(1) Longitud real de tubería	(2) Flujo en cfm	(3)	(4) Diámetro nominal tubería	(5) Accesorios y válvulas	(6) Longitud equivalente de accesorios y válvulas	(7) Longitud equivalente total en sección $(L + \sum L_e)$	(8) Δp , psi por 100 ft	(9) Δp , psi real $(\frac{L}{100} \times \frac{8}{100})$
ab	12'	56400		6"	ninguno	0'	12'	2.6	0.31
bc	7'	39000		4"	4" x 3" x 6" T (deriv.) 4" codo std.	20.1' + 4.47' 10.1'	41.7'	10.8	4.50
cd	6'	26000		4"	4" x 4" x 3" T (corr.)	6.71'	12.7'	5.1	0.65
eg	8'	13000		3"	4" x 3" x 3" T (corr.) 3" codo std. 3" válv. mariposa	5.11' + 1.78' 7.67' 24.3'	46.9'	5.1	2.39
hh	8'	17400		3"	4" x 3" x 6" T (deriv.) 3" codo std.	15.3' + 4.97' 7.67'	35.9'	9.0	3.23
kk	6'	11600		3"	3" x 3" x 2" T (corr.)	5.11'	11.1'	4.2	0.47
km	8'	5800		2"	3" x 2" x 2" T (corr.) 2" codo std. 2" válv. mariposa	3.44' + 2.05' 5.17' 15.1'	33.8'	8.0	2.70

Tabla 5.6: Solución del sistema de tuberías serie - paralelo de la Figura 5.12.

Descripción de la Figura 5.12.- La Figura 5.12 es un diagrama esquemático de un sistema de tuberías de aire para dos bancos de quemadores los cuales van a ser alimentados por un solo turboventilador. Los requerimientos de aire y presión en los quemadores han sido previamente especificados. Las columnas 1 y 2 de la Tabla 5.6 dividen el sistema de tubería en secciones y enlistan la longitud de tubería en cada sección. Las líneas de entrada a los quemadores d, f y g son de 3 pulgadas. Las tuberías en las secciones hj, kl, y km, son de 2 pulgadas. El catálogo del fabricante de las válvulas de mariposa listan un $C_v=98.7$, para la de 2 pulgadas, y $C_v=215$ para la de 3 pulgadas (el factor C_v de una válvula expresa su conductancia = $1/\text{resistencia}$, el cual a su vez indica los galones por minuto de agua que deja pasar con una diferencia de presión de 1psi). Los tamaños de tubería y la presión del turboventilador deben seleccionarse. La presión requerida del aire en cada quemador es de 16 osi.

Ya que la pérdida de presión en la tubería entre a y g será mayor que entre a y e ó a y c, las secciones cd y ef, no se consideran. Similarmente las secciones hj y kl no se consideran. Si el flujo a través de cada quemador en cada banco va a ser el mismo, las resistencias o caídas de presión entre cada quemador y la alimentación debe ser el mismo. Para compensar las diferencias en las resistencias de las tuberías en los quemadores individuales, las válvulas de mariposa en las secciones cd, ef, hj, y kl estarán parcialmente cerradas. Las columnas 4 y 5 de la tabla listan una prueba de selección del tamaño de tubería y las especificaciones correspondientes para los accesorios y válvulas. La caída de presión en las válvulas de control debe ser un sexto (o más) de

la caída de presión total en el sistema para buenas características de control(22).

La columna 6 de la tabla lista las longitudes equivalentes en tubería recta para válvulas y accesorios en cada sección.

El Cv de las válvulas de mariposa pueden convertirse a pies equivalentes de tubería mediante el uso y combinación de ecuaciones apropiadas(7).

La columna 7 de la tabla totaliza las longitudes de las columnas 2 y 6 para cada sección. La columna 3 lista el flujo en cada sección. Estos flujos se determinan partiendo en retroceso de los quemadores hacia el ventilador. El flujo para km es para un quemador, hk para dos quemadores, bh para tres quemadores, y el flujo para ab es la suma de los flujos de bc y bh. La columna 8 muestra la caída de presión por pie de tubería (o por 100 pies de tubería) para cada tamaño y para cada flujo en cada sección. La columna 9 lista la pérdida de presión para la longitud de tubería equivalente de cada sección. Esto se obtiene multiplicando el dato de la columna 8 por la longitud de tubería equivalente (y dividiendo entre 100 si fuera la columna 8 caída de presión por 100 pies de tubería).

La pérdida de presión total de a a g es la suma de las pérdidas de presión de los tramos ab, bc, ce y eg ($0.31 + 4.5 + 0.65 + 2.39 = 7.85$ osi); y lo mismo para el tramo de a a m. La caída de presión más grande de estas dos determina la presión requerida del ventilador. Para balancear la presión innecesaria extra en la sección con menor pérdida de presión, en

este caso, bm, la válvula de control principal en esta sección debe ajustarse para una abertura menor, o bien, las válvulas de mariposa en las secciones hj, kl, y km deben estar parcialmente cerradas. La presión requerida del ventilador será $16 + 7.85 +$ la caída de presión de la válvula. Si la caída de presión de la válvula debe ser $1/6$ de la caída de presión total, entonces la presión del ventilador debe ser $(16 + 7.85) \times 6/5 = 28.6$ psi. Ya que la caída de presión de la válvula de $1/6$ es la mínima recomendable, entonces debería especificarse una presión mayor del ventilador como de 32 psi.

Es posible que la selección de tuberías mayores permitirían el uso de un ventilador con una menor presión. La determinación final de la combinación óptima requeriría un análisis económico de los costos iniciales y de operación.

VI. Turboventiladores.

Un turboventilador es un tipo de ventilador centrífugo de alta presión. Puede usarse para aumentar la presión del aire o gas por encima de la atmosférica en orden de forzar un flujo a través de una resistencia, reducir la presión del aire o gas por debajo de la atmosférica para inducir un flujo a través de una resistencia, o aumentar la presión del aire o gas entre resistencias en una línea.

Construcción.- Un turboventilador consiste esencialmente de un impulsor rotativo dentro de un casco o coraza. El aire se induce a través de la apertura de entrada del casco y por el centro ("ojo") del impulsor.

La fuerza centrífuga causa que el aire se mueva hacia la parte externa del impulsor y se recolecte en la periferia del casco. El casco se agranda gradualmente para detener el aire, convirtiendo su energía cinética (presión velocidad) a energía potencial (presión estática) con una pérdida de energía lo más pequeña posible. La presión estática desarrollada fuerza al aire a vencer las resistencias a través de una línea y del quemador (Fig. 5.13)

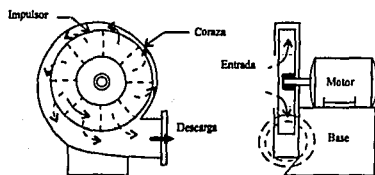


Figura 5.13: Vista seccional de un turboventilador típico.
Tomada de la referencia (15)

Si debido a un diseño deficiente, el fluido se detiene rápidamente, la energía de velocidad dada por el impulsor se convertirá en calor inutilizable en lugar de presión estática. A esto se le conoce como pérdida por *shock*.

Hay una tendencia del aire a dejar las puntas de las aspas del impulsor y a regresarse hacia la entrada ("ojo") del mismo. Esta pérdida por fuga puede minimizarse manteniendo cerrado los claros entre el impulsor y el casco o por el uso de impulsores cerrados.

Un buen diseño del ventilador minimiza las pérdidas por *shock*, pérdidas por fricción del fluido (usando superficies lisas), pérdidas por fricción mecánica, y pérdidas por fuga.

La entrada del aire por el centro del ventilador está diseñada para permitir conectar una parrilla, un filtro, un silenciador, una válvula de control, o una conexión flexible.

Ventiladores multietapas.- Para obtener mayor presión en un diámetro dado de coraza, se pueden usar dos o más impulsores conectados en serie (Fig. 5.14). Un ventilador de dos etapas desarrolla aproximadamente el doble de presión que un ventilador de una etapa con el mismo diámetro de impulsor y velocidad. Los impulsores están separados por aspas o paletas estacionarias, también conocidas como difusores. El aire entra al ventilador por el centro del primer impulsor y es llevado hacia afuera como en un ventilador de una etapa, y luego dirigido hacia la entrada del segundo impulsor por los difusores. El proceso de compresión se repite por el segundo impulsor.

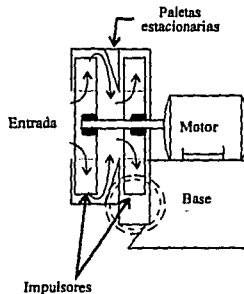


Figura 5.14: Sección transversal de un ventilador de dos etapas.
Tomada de la referencia (15)

Fuentes de poder y arreglos de impulsor.- La fuente de poder para un turboventilador usualmente es un motor eléctrico, aunque a veces se utilizan motores de combustión interna y turbinas de vapor.

Se utilizan tres arreglos comunes de impulso: conexión directa, acoplado y transmisión por banda (Fig. 5.15). En los ventiladores conectados directamente, el eje del impulsor está sujeción directamente a la flecha del motor. Estos ventiladores son los más compactos y los menos caros. Los ventiladores acoplados tienen el impulsor unido a la flecha, la cual está sujeta por dos cojinetes. La fuente de poder está unida al extremo de la flecha por un acoplamiento flexible. Aunque esta conexión resulta en una unidad más grande, más pesada y más cara que el acoplamiento directo, el arreglo permite remoción y reemplazamiento de la fuente de poder sin desensamblar el ventilador. Los ventiladores manejados por polea generalmente son usados cuando se desea manejar el impulsor a otra velocidad que la del motor. Usando diferentes combinaciones de diámetros de polea, se puede disponer de un rango muy variable de velocidades del impulsor. Esta ventaja se logra con un poco de pérdida de eficiencia mecánica en comparación con la conexión directa o acoplada, ya que el manejo por banda introduce pérdidas por fricción adicionales.

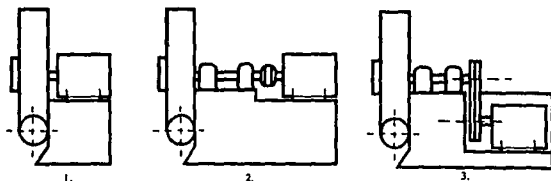


Figura 5.15: Ventiladores manejados, (1) directamente, (2) acoplado, y (3) transmisión por banda.
Tomada de la referencia (15)

Arreglos de descarga.- Por conveniencia en el arreglo de los ventiladores con los sistemas de tubería, estos pueden especificarse con sus conexiones de descarga en cualquiera de sus diferentes orientaciones (Fig. 5.16). Todas las corazas de los ventiladores pueden rotarse en campo a diferentes posiciones de descarga, en caso de que los arreglos de tubería no conformen con los esquemas.

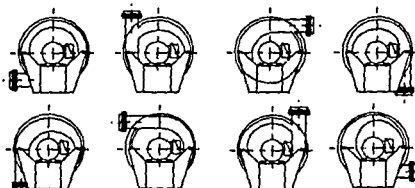


Figura 5.16: Arreglos típicos de descarga de turboventiladores
Tomada de la referencia (20)

Diseño de impulsor.- Las partes del impulsor de un ventilador pueden tener tres características de contorno: radial, curvada hacia adelante y curvada hacia atrás (Fig. 5.17).

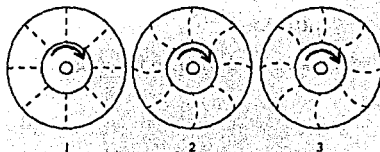


Figura 5.17: Perfiles de paletas del impulsor, (de izquierda a derecha), radial, curvada hacia adelante y curvada hacia atrás.
Tomada de la referencia (15)

La paletas radiales son comúnmente usadas en ventiladores de aire de combustión porque producen las características de presión más parejas de los tres tipos de impulsor; por lo tanto, la presión de salida del ventilador casi no varía sobre el rango completo de flujo del ventilador. Esto es importante, ya que muchos de los sistemas de control de la combustión dependen de la relativa presión constante de alimentación de aire para un flujo exacto y para un control de la relación combustible-aire, sin importar los cambios de volumen.

Las paletas curvadas hacia adelante desarrollan la máxima presión para un diámetro dado de impulsor. Los ventiladores con este tipo de paletas son compactos, resultando en diámetros pequeños de impulsor. Aunque sus características de presión no son tan uniformes como en las paletas radiales, todos los ventiladores de aire de combustión que lo usan operan a un solo flujo volumétrico, o en zonas de control de un solo quemador, ya que la variación de la presión no es un problema.

Las paletas de impulsor curvadas hacia atrás se usan primordialmente en ventiladores de aire de combustión muy grandes, de baja presión. De los tres tipos, éstas producen la máxima eficiencia a los flujos más altos.

La Figura 5.18 muestra una comparación general de las características más importantes de los tres tipos de impulsor.

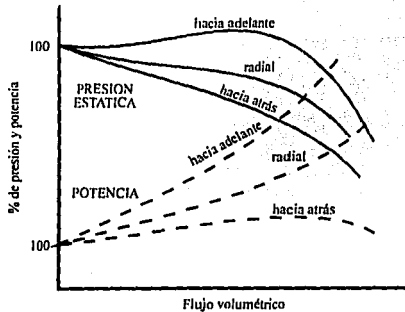


Figura 5.18: Efecto de la forma de la paleta de un impulsor sobre las curvas características de un ventilador. Tomada de la referencia (15)

Leyes de los ventiladores.- Las siguientes ecuaciones gobiernan la operación de los ventiladores. Son teóricas, por lo que no toman en cuenta efectos de turbulencia y fricción.

La relación entre la potencia teórica (hp) requerida para operar un ventilador, la presión p desarrollada en osi , y el flujo volumétrico (Q) entregado en pies cúbicos por minuto es:

$$hp = \frac{(p)(Q)}{3670} \quad [5.33]$$

Para un ventilador dado, con una entrada y resistencia de descarga fijas, el efecto de un cambio en la velocidad del impulsor (rpm) sobre el flujo volumétrico, presión y caballaje es:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{rpm_2^*}{rpm_1} \quad [5.34]$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{rpm_2}{rpm_1} \right)^2 \quad [5.35]$$

$$\frac{hp_2}{hp_1} = \left(\frac{rpm_2}{rpm_1} \right)^3 \quad [5.36]$$

donde los subíndices 1 y 2 se refieren a las condiciones antes y después del cambio de velocidad, respectivamente.

Para un ventilador dado, con una velocidad, entrada y resistencia de descarga fijos, el efecto de un cambio en el peso específico, ρ , del fluido manejado es:

$$Q_2 = Q_1 \quad [5.37]$$

- * Aplica únicamente en el ventilador, no en un sistema con una resistencia corriente abajo, donde la presión desarrollada puede afectar el flujo.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad [5.38]$$

$$\frac{hp_2}{hp_1} = \frac{P_2}{P_1} \quad [5.39]$$

Nótese que aunque el volumen real manejado por el ventilador permanece sin cambio (Q), el flujo volumétrico equivalente de aire estándar (stp), Q', sería:

$$\frac{Q_2}{Q_1'} = \frac{P_2}{P_1} \quad [5.40]$$

Para un diseño de ventilador dado y una velocidad de impulsor dada, el efecto de un cambio en el diámetro del impulsor; D (todas las dimensiones cambiando proporcionalmente) es:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad [5.41]$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad [5.42]$$

$$\frac{hp_2}{hp_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad [5.43]$$

Las leyes de los ventiladores indican que si los requerimientos de salida de un ventilador se incrementan, los nuevos requerimientos pueden ser alcanzados incrementando la velocidad del impulsor o el diámetro. Al aumentar el diámetro se logra un mayor flujo pero también se incrementa la potencia requerida, resultando en un equipo más grande. Incrementando el diámetro o las rpm, se incrementa la velocidad del extremo del impulsor, el cual desarrolla más presión y normalmente más ruido.

Cuando un ventilador se emplea como un generador de vacío o succión que descarga a la atmósfera, la capacidad de vacío puede calcularse por medio de la siguiente ecuación:

$$V = 27.7 [P - P^2 / (B + P)] \quad [5.44]$$

donde V= vacío, en wc; P = presión atmosférica absoluta en el lugar de operación, psia; B = presión de descarga del ventilador, psig.

Operación y prueba de ventiladores.- Existen varios métodos de prueba para obtener curvas de desempeño de ventiladores. La prueba más común usa un tambor cilíndrico conectado a la descarga del ventilador. Un orificio variable, montado al final de la descarga del tambor, permite la operación del ventilador a flujos variables. Bajo prueba, el ventilador se opera a varios flujos, desde el mínimo hasta el máximo. En cada uno de estos flujos, se registra la presión desarrollada, la velocidad del impulsor y el consumo de potencia. Los resultados se grafican en curvas similares a la Figura 5.19. Estas son las curvas características de un

ventilador, y pueden usarse para predecir la presión del ventilador y su consumo de potencia a diferentes cargas. Estas curvas son únicamente para una velocidad, un diámetro de impulsor, y para una densidad del fluido. Un cambio en cualquiera de estos factores cambiaría todas las curvas acorde con las leyes de los ventiladores previamente mencionadas.

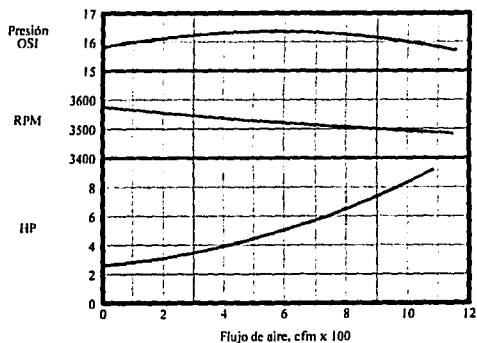


Figura 5.19: Curvas representativas del desempeño de un turboventilador.
Tomada de la referencia (15)

La Figura 5.20 muestra la interrelación del ventilador y las curvas de un sistema. Las curvas de un sistema representan varias posiciones de la válvula. Si los requerimientos de presión de un ventilador fueran reducidos, el flujo volumétrico y la potencia requerida se incrementarían. Por esta razón, los ventiladores nunca deben operarse sin alguna resistencia al flujo en la succión o descarga, ya que el volumen manejado podría ser demasiado alto como para sobrecargar y quemar el motor.

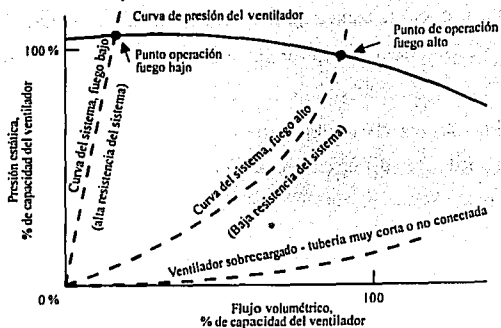


Figura 5.20: Determinación de los puntos de operación de un ventilador. La intersección de la curva característica del ventilador y la curva del sistema determina la condición de operación. La localización de estos puntos debe ser esencialmente una presión constante para un sistema de quemadores múltiple.
Tomada de la referencia (22)

Efectos de los cambios en la densidad del aire.- Los turboventiladores para combustión son normalmente catalogados en términos de pies cúbicos de aire a nivel del mar, esto es, aire a 29.92 pulgadas de mercurio y 70°F, con densidad de 0.075 lb/ft³ y densidad relativa de 1.0.

Aunque las relaciones combustible-aire son generalmente establecidas en pies cúbicos de aire por pie cúbico de gas o galón de combustible, es el peso del combustible por peso de aire el que importa. Siempre que la temperatura y presión del aire están cerca de las condiciones estándar, las tablas de selección pueden usarse sin ninguna corrección. Sin embargo, si la temperatura del aire, presión barométrica o altitud cambian, la densidad del aire variará de manera significativa (ver Tablas 5.7 y 5.8), teniéndose que corregir los pies cúbicos reales a pies

cúbicos estándar para asegurar el apropiado flujo másico de aire que deberá suministrarse.

Un ventilador es una máquina de volumen constante, por lo tanto, si la densidad del aire se reduce por cambios en la temperatura, presión o ambos, el ventilador entregará un flujo másico menor. La densidad del aire también afecta a la presión desarrollada por el ventilador y el consumo de potencia. Para obtener el mismo flujo de aire bajo condiciones de altitud o temperatura elevada, los ventiladores y/o quemadores deben seleccionarse en base a la presión y flujo corregidos.

Elevación encima del nivel del mar, ft.	Presión barométrica, pulgadas de mercurio	Densidad del aire, P a 70 °F, lb / ft ³	Gravedad específica del aire, g, relativa a condiciones std
0	29.92	0.075	1.000
500	29.40	0.074	0.982
1000	28.83	0.072	0.962
2000	27.82	0.070	0.930
3000	26.81	0.067	0.895
4000	25.84	0.065	0.864
5000	24.89	0.062	0.832
6000	23.98	0.060	0.803

Tabla 5.7: Efecto de la altitud sobre la presión barométrica, densidad, y gravedad específica del aire.
Tomada de la referencia (15)

Temperatura, grados F	Densidad del aire, P a 29.92 pulg. Hg, lb / ft ³	Gravedad específica del aire, g, relativa a condiciones std
70	0.075	1.000
100	0.070	0.928
200	0.059	0.787
300	0.051	0.684
400	0.045	0.604
500	0.041	0.541
600	0.037	0.493
800	0.031	0.415

Tabla 5.8: Efecto de la temperatura sobre la densidad y gravedad específica del aire.
Tomada de la referencia (15)

Selección del ventilador.- Un quemador con capacidad al nivel del mar de 1 millón de BTU/hr a una presión de aire de 20 pulgadas columna de agua, tomando en cuenta todas las caídas de presión de las resistencias en serie del ramal más largo del sistema, los flujos máximos de todos los ramales paralelos del sistema, las caídas de presión recomendadas, la presión de atomización para quemadores duales, etc (ver "Perdidas de presión" en este capítulo), será instalado a 6000 pies de altitud, con una temperatura del aire de 70° F. Seleccionar un ventilador que permita al quemador mantener la capacidad.

Al revisar la página 7 se obtiene:

$$Q = 1000000/100 = 10000 \text{ SCFH de aire}$$

Este es el flujo estándar requerido a nivel del mar; a 6000 pies, la densidad relativa del aire es de 0.8 (Tabla 5.7).

Para mantener un flujo másico del aire a través del quemador equivalente a 10000 scfh, el flujo volumétrico tiene que incrementarse para compensar la disminución de la densidad del aire debido a la altitud (ver "Leyes de los ventiladores", ecuación [5.40]). Partiendo de un balance de materia se obtiene:

$$Q_2 = Q_1(G_1/G_2) = 10000(1.0/0.8) = 12500 \text{ CFH}$$

En otras palabras, 12,500 cfh de aire a 6,000 pies tienen el mismo peso como 10,000 cfh a nivel del mar.

Debido a que la presión generada por el ventilador decrece directamente con la densidad del aire, la presión del ventilador tiene que incrementarse para compensar este efecto (ver "Leyes de los ventiladores", ecuación [5.38]):

$$P_2 = P_1(G_1/G_2) = 20(1/0.8) = 25'' \text{ wc}$$

Por lo tanto, el ventilador será capaz de suministrar por lo menos 12500 cfm y 25'' wc al nivel del mar para satisfacer las necesidades del quemador a 6000 pies de altitud.

Debido a que el volumen de aire manejado a través de los quemadores se incrementa para mantener un flujo másico constante, es necesario ya sea incrementar nuevamente la presión del ventilador, o bien, sobredimensionar el tamaño de los quemadores para acomodar este incremento en el volumen de aire.

En el caso de incrementar nuevamente la presión del ventilador manteniendo constante el tamaño de los quemadores, se obtiene a partir del balance $\Delta P_1 G_1 = \Delta P_2 G_2$, donde ΔP_1 y ΔP_2 representan la caída de presión a la gravedad específica 1 y 2, respectivamente. Expresado en términos de presión, la presión final del ventilador sería:

$$P_2 = 25'' \text{ wc}/0.8 = 31'' \text{ wc}$$

Para el caso del sobredimensionamiento de los quemadores, además de corregir la presión y el flujo volumétrico del ventilador por el

cambio de densidad del aire (para el caso anterior, 12500 cfh y 25" wc de presión), los quemadores se sobredimensionan a la hora de realizar el cálculo térmico. En el capítulo 7 se presentan ejemplos sobre este tipo de casos.

Es necesario un análisis detallado de ingeniería sobre los costos iniciales, los costos de operación y las características de operación de los métodos vistos. Ambos métodos resultan en un flujo mayor de aire de combustión. El seleccionar quemadores más grandes permite usar ventiladores de menor presión pero con un posible sacrificio de rango de operación del quemador, menor penetración de flama debido a la menor presión en el quemador, y menor velocidad dentro del horno, provocando esto una disminución en la uniformidad del producto.

Ventiladores para frecuencias de corriente eléctrica no estándar.- Los ventiladores para otras frecuencias de corriente a la estándar requieren una consideración especial cuando se seleccionan ventiladores manejados por impulso directo o por acoplamiento (para los ventiladores manejados por banda, la corrección para frecuencias no estándares puede hacerse cambiando las poleas). Cuando se usan motores eléctricos estándar de 60 hertz en otras frecuencias, la velocidad del motor cambia en proporción a la relación de las frecuencias. De acuerdo con las leyes de los ventiladores, la capacidad, presión y potencia del ventilador también cambian y los requerimientos del ventilador que operan a 60 hertz deben ajustarse por los siguientes factores:

Presión requerida para uso a X Hertz	=	Presión requerida a 60 Hertz (3600/X ²)	[5.45]
Capacidad requerida para uso a X Hertz	=	Capacidad requerida a 60 Hertz (60/X)	[5.46]
Potencia requerida para uso a X Hertz	=	Potencia requerida a 60 Hertz (X ³ /216000)	[5.47]

Ventiladores conectados en serie.- Conectar dos ventiladores en serie resulta en una presión ligeramente mayor que la suma de las presiones catalogadas de cada ventilador. El segundo ventilador está catalogado con aire a presión atmosférica a la entrada. Cuando se conectan en serie, el segundo ventilador maneja el aire a la presión del primer ventilador. El incremento en la presión de descarga sobre la presión catalogada es proporcional al incremento en la densidad de entrada ("Leyes de los ventiladores" ecuación [5.38]).

La conexión en serie produce un ligero decremento en el volumen manejado. La mayor presión a la entrada del segundo ventilador también significa un incremento en la densidad del aire. El requerimiento de potencia está relacionado a la presión y volumen ("Leyes de los ventiladores", ecuación [5.33]). El incremento en la presión de descarga causa un decremento en el volumen manejado ya que la potencia de salida del motor no cambia. Cambiar el motor por uno de mayor potencia restablecería el volumen catalogado, pero antes de cualquier cambio de tamaño en el motor debe consultarse al fabricante del ventilador.

El primer ventilador debe tener una capacidad al menos igual al segundo ventilador más cualquier otro requerimiento de flujo (Fig. 5.21).

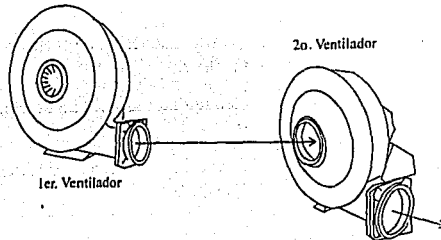


Figura 5.21: Ventiladores conectados en serie.
Tomada de la referencia (15)

Ventiladores conectados en paralelo.- Ocasionalmente un usuario tendrá una aplicación con una capacidad mayor que la de cualquier ventilador disponible. Se pueden tomar dos ventiladores de igual presión y conectar sus descargas a la misma línea de alimentación (Fig. 5.22).

Si es posible, es preferible separar la carga o aislar los ventiladores, que conectar dos ventiladores en paralelo. Aún cuando ambos ventiladores sean de igual presión, un ventilador tratará de alimentar todo el flujo y su motor podría sobrecargarse, mientras que el segundo ventilador trabajará muy poco o casi no trabajará. Si la separación no es posible, pueden colocarse controladores de presión de salida en la descarga de cada ventilador para limitar su salida máxima.

Aún en este caso, los ventiladores deben ser de igual capacidad de presión.

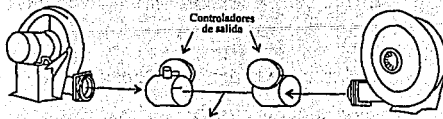


Figura 5.22: Ventiladores conectados en paralelo.
Tomada de la referencia (15)

Ruido.- El ruido atribuido a los turboventiladores puede ser originado por: a) el empuje del aire a la entrada del ventilador, b) turbulencia dentro del impulsor o coraza, c) pulsación, ó d) por el motor , turbina o máquina de manejo del ventilador. La instalación de la tubería puede amplificar estos sonidos.

El ruido por la entrada del aire al ventilador puede atenuarse por el uso de silenciadores en la toma del aire, o bien, conectando la entrada del ventilador afuera de las instalaciones, preferiblemente dentro de una caja filtrante en la parte superior de la construcción. Estas medidas pueden incrementar las pérdidas de presión.

La turbulencia interna comúnmente es proporcional a la velocidad del extremo del impulsor, por lo que es preferible seleccionar ventiladores de menor rpm o ventiladores multietapa con un diámetro de impulsor menor.

El ruido de un ventilador también puede reducirse instalando el ventilador en un lugar con amortiguamiento de sonido, fuera de las instalaciones, o a una distancia mayor de las estaciones de trabajo.

Los estándares de la OSHA (*Occupational Safety and Health Act.*) especifican que el nivel de sonido en el oído del trabajador no debe exceder cierto nivel. Esto no significa que la fuente de sonido por sí misma no deba exceder este nivel especificado. Por esta razón, no es posible decir que un ventilador cumple o no cumple los estándares de la OSHA antes de ser instalado y operado. Si existen datos disponibles

sobre niveles de sonido del equipo, un ingeniero de sonido experimentado puede estimar el nivel de sonido en las instalaciones de trabajo.

La pulsación de un ventilador ocurre cuando disminuye su flujo. Puede ser imperceptible o ligeramente audible como un pequeño estruendo. En casos extremos puede causar oscilaciones de presión suficientemente fuertes como para fatigar y romper tuberías, impulsores y corazas de los ventiladores. Un modo simple de aliviar la pulsación es venteando suficiente aire a condiciones de poco flujo para simular así un flujo mayor. Alternativamente, se puede instalar una válvula de control en la entrada del ventilador para ajustar la curva de presión característica del ventilador. En algunas ocasiones el problema puede remediarse revisando la conexión de la tubería de modo que su frecuencia de resonancia sea diferente a la de la fuente del ruido, previniendo así la amplificación por el sistema.

VII. Flujo de gases de chimenea.

Tiro y presión del horno.- El término tiro se refiere a la diferencia de presiones que empujan o jala el aire, combustible y los gases de chimenea a través de los hornos, *boilers*, recuperadores, regeneradores y colectores de polvo. Un tiro forzado existe cuando el aire y el combustible se proveen al horno bajo una presión positiva, por lo que son empujados o forzados hacia adentro de la cámara de combustión. Un tiro inducido existe cuando hay una presión negativa en la salida del horno que jala los gases de chimenea fuera de la cámara de combustión.

El tiro natural se produce por la tendencia del aire caliente a subir. Un tiro natural es casi siempre un tiro inducido causado por una cámara de combustión alta o chimenea. El tiro mecánico es aquel producido por equipos hechos por el hombre tales como ventiladores, eyectores, aspiradores, etc. El tiro forzado es siempre mecánico.

A un horno se le debe proveer con un equipo de tiro forzado, tiro inducido, o bien, con una chimenea, en orden de producir un flujo de aire dentro de la cámara de combustión y un flujo de salida de los gases de combustión de la misma. Un tiro forzado es el más fácil de controlar. El tiro natural inducido varía con la temperatura de los gases de chimenea y está sujeto a fluctuaciones causadas por el viento. Los ventiladores de tiro inducido manejan un menor peso de gases de chimenea y producen menor presión diferencial conforme la temperatura de los gases de chimenea aumenta (ver "Leyes de los ventiladores", ecuaciones [5.38] y [5.40]). Esto es indeseable ya que el aumento de la temperatura de los gases de chimenea usualmente ocurre bajo mayores cargas de trabajo y es cuando justamente se requiere de mayor tiro.

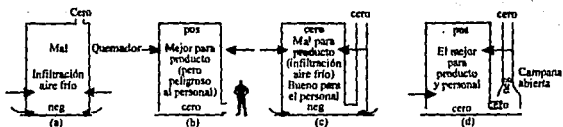
La presión del horno o presión dentro de la cámara de combustión se dice ser "positiva" si es mayor que la presión atmosférica. Si la presión del horno es igual a la presión atmosférica, se dice ser "neutral" o "balanceada". Una presión negativa en un horno tiene la desventaja de que tiende a jalar exceso de aire dentro del mismo, lo cual puede reducir la eficiencia, enfriar parte de la carga, o producir una atmósfera oxidante indeseable. Las presiones positivas tienen la desventaja de empujar las flamas fuera de las aperturas del horno, incrementando los problemas de

mantenimiento. Una presión neutral es lo más deseable, aunque es difícil de mantener. Aún usando un control automático para mantener la presión balanceada dentro del horno, esto sería posible únicamente en un nivel del horno (Fig. 5.23).

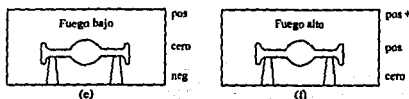
Si un horno tiene una abertura de chimenea directa a la atmósfera, la presión del horno tenderá a ser cero al nivel de la abertura, incrementándose positiva arriba de ese nivel y más negativa en los puntos por debajo del mismo (Fig. 5.23). De todas formas el punto neutral se moverá hacia abajo conforme la capacidad del quemador se incrementa, y se moverá hacia arriba conforme la capacidad del quemador se reduzca.

Tiro de chimenea.- En una chimenea, al incrementar su altura, se incrementa tanto el tiro como las pérdidas por fricción. El diámetro de la chimenea afecta únicamente las pérdidas por fricción; un diámetro grande es deseable para minimizar estas pérdidas. La dispersión de los gases de chimenea a una altura satisfactoria es una consideración tan importante como el requerimiento de tiro. Similarmente, la accesibilidad en una chimenea, en lugar de una baja pérdida por fricción puede determinar su diámetro.

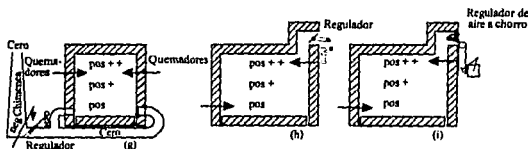
Aberturas del horno y chimeneas.- En todos los hornos industriales, la atmósfera dentro del horno es una consideración importante y por ello se usan presiones positivas para prevenir infiltraciones de aire. El propósito de las aberturas y chimeneas no es tanto la creación de un tiro sino la disposición segura de los gases de chimenea.



a,b,c,d - Con tiro natural únicamente (sin control de presión del horno), la evolución en el mejoramiento del control de presión natural del horno se muestra de izquierda a derecha. Aún en un horno a prueba de fugas sin infiltración de aire, la uniformidad en la temperatura de la carga sería mejor con quemadores localizados arriba y abajo para forzar una circulación (d), el siguiente sería con quemadores arriba y tiro por abajo (c ó d), y el peor sería con quemadores al fondo y tiro por arriba (a). Aún con un control de presión del horno, la localización del quemador es importante, y la localización de la chimenea ya no. Se deben usar arreglos escalonados de los quemadores de modo que no estén dirigidos hacia las chimeneas o hacia los quemadores opuestos.



e,f - Con tiro natural únicamente (sin control de presión del horno), el punto neutral fluctúa arriba y abajo, dependiendo de la capacidad que se esté manejando en los quemadores.



g,h,i - Con un control automático de la presión del horno, la presión del horno es mucho menos sensible a la posición de la chimenea y a la capacidad de los quemadores.

Figura 5.23: Presión del horno - variaciones naturales vs control.
Tomada de la referencia (22)

Las aberturas deben localizarse en un lugar de modo que los gases de combustión no recorran el circuito corto de los quemadores hacia la abertura y así poder circular más y calentar mejor la carga. Las aberturas localizadas cerca del corazón del horno generalmente son más satisfactorias que aquellas localizadas cerca de la cubierta o en la cubierta. Ésta última, no únicamente acorta el circuito sino que también tiende a dejar a la cámara de combustión actuar como chimenea, la cual succiona aire frío de la parte inferior del horno. Una circulación del tipo tiro por abajo resulta en una distribución más uniforme de la temperatura (Fig. 5.23). La circulación es un factor más crítico en aplicaciones de baja temperatura donde casi todo el calor es transferido por convección, mientras que en aplicaciones de alta temperatura casi todo el calor es transferido por radiación.

Una presión comúnmente deseable dentro de un horno es 0.02" wc aproximadamente. Es de práctica común sobrediseñar las chimeneas por variables impredecibles. Comúnmente se cierra parcialmente el final de una chimenea con ladrillo para permitir cierta flexibilidad en el ajuste de la presión del horno.

CAPITULO 6

EQUIPOS, CONTROL Y SISTEMAS DE COMBUSTION INDUSTRIAL

I. Introducción.

Los propósitos de un sistema de combustión son: 1) colocar flamas en áreas de liberación útil de calor, 2) iniciar y mantener la ignición, 3) mezclar el combustible y el oxidante, 4) volatilizar los combustibles líquidos y sólidos, 5) proporcionar el combustible y el oxidante, y 6) proporcionar el oxidante y el combustible en las cantidades y presiones propias para facilitar las cinco funciones anteriores con seguridad y a cualquier cantidad requerida por el proceso.

Un quemador es un dispositivo que produce una flama. Sus funciones principales son colocar una flama en dirección del proceso, y mantener una ignición constante sin piloto. Algunos quemadores realizan otras funciones dependiendo de su diseño y la función que vayan a desempeñar.

II. Características de los quemadores.

Forma de la flama.- Para un quemador dado, los cambios en la presión de mezcla o en la cantidad de aire primario, afectarán la forma de la flama. Para la mayoría de los quemadores, un incremento en la presión de mezcla ensanchará la flama, mientras que un incremento en el porcentaje de aire primario acortará la flama (permaneciendo la capacidad constante).






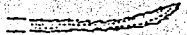
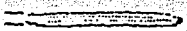
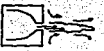
El diseño del quemador tiene mucho más efecto sobre la flama (forma y longitud) que las variables de operación citadas anteriormente.

Un buen mezclado, producido por un alto grado de turbulencia y altas velocidades, dan una flama corta; mientras que un mezclado pobre (mezcla retardada), y bajas velocidades, dan una flama larga y delgada. En quemadores de petróleo, una alta presión de atomización tiende a arrojar el combustible lejos de la boquilla antes de que pueda ser calentado a su temperatura de encendido, produciendo una flama larga. La turbulencia y buen mezclado se pueden lograr usando deflectores sobre la corriente de aire de combustión y atomización para impartir un giro al aire (Fig. 6.1).

Volumen de combustión.- El espacio ocupado por el combustible y los productos intermedios de combustión mientras éstos se queman, varía considerablemente con el diseño del quemador, las presiones y velocidades de las corrientes del fluido, el tipo de combustible usado y la aplicación. Un quemador de gas con superficie refractaria considerable, que opere con una presión de mezcla alta y con un completo mezclado, puede liberar hasta 40 millones de BTU/hr ft³ de volumen de combustión. Los volúmenes de combustión de otros tipos de quemadores de gas varían desde la cantidad mencionada hasta 100, 000 BTU/hr ft³ y los aceites pesados hasta 80, 000 BTU/hr ft³.

En algunos casos la aplicación misma puede limitar la relación de calor liberado. En aplicaciones donde se requiere una flama larga y luminosa, el quemador del tipo mezcla retardada probablemente no libere más de 40 000 BTU/hr ft³. En hogares de calderas, donde la operación continua rara vez permite parar para reemplazar el refractario y los tubos, la relación de calor liberado se limita generalmente a 20 000 BTU/hr ft³.

Figura 6.1.-Tipos comunes de flamas industriales.
Tomada de la referencia (22)

Tipo		Descripción de flama	Remolino	Recirculación	Descripción del chorro Δ	Cantidad de mezclado
1		Flama convencional hacia adelante	ninguno, o débil únicamente en el centro	poca o ninguna	axial	moderado
2		Flama "punta de aguja"	algo	entre chorro pri y sec	chorro pri penetra flujo reversible interno vel chorro pri > vel chorro sec.	moderado
3		Flama de bola	considerable	caliente, flujo reversible hacia el centro	vel chorro sec > vel chorro pri	intenso
4		Flama cónica	alto	fría, flujo reversible hacia el centro	vel chorro sec >>> vel chorro pri	intenso
5		Flama plana o tipo Coanda	muy alto	minimo	radial o en remolino, flujo contenido por la forma del refractario	rápido
6		Flama larga, débil, luminosa	ninguno	ninguna	vel chorro comb. y vel chorro aire igualmente lento (laminar) tendencia ascensional controlada	retardado, difusión lenta
7		Flama larga, luminosa	ninguno	ninguna	vel chorro comb >>> vel chorro aire-empuje controlado	retardado
8		Alta velocidad	bajo	pequeña escala internamente, gran escala externamente	flujo contenido por la forma del refractario-combustión dentro y fuera de la losa.	rápido

Δ pri=primario - se refiere al chorro central
sec=secundario - se refiere al chorro externo

Estabilidad.- Un quemador estable es aquel que se mantiene encendido estando frío (al inicio del período de operación) y a las presiones y relaciones de aire-combustible ordinarios. Si no es así, la combustión podrá extinguirse o dar como resultado varias pulsaciones que dañarían los equipos. En caso extremo, se pueden producir explosiones con efectos desastrosos. Para mantener la estabilidad de la flama en un punto, la velocidad del combustible y su agente oxidante tiene que ser menor que la de propagación de la flama, para evitar el efecto soplete.

Un problema en los quemadores durante muchos años era su inestabilidad en cámaras de combustión frías y estrechas. Los quemadores de estabilidad por losa refractaria fueron desarrollados para mantener la ignición en cámaras frías con la única ayuda de su propia losa; pero aún así tenían deficiencias en el diseño. Los productos fríos de la combustión completa eran recirculados hacia adentro de la losa del quemador rodeando la base de la flama con una atmósfera fría y baja en oxígeno. Con un rediseño de los quemadores se eliminó la recirculación periférica por medio de un llenado completo de la losa del quemador con aire y combustible; de esta manera, los ingenieros en combustión fueron capaces de desarrollar quemadores muy estables en condiciones adversas.

La estabilidad de la flama puede mejorarse por el uso de tubos a chorro, entradas de aire por etapas y usando dispositivos productores de remolinos (el remolino mejora la estabilidad de la flama formando zonas toroidales que recirculan el calor y activan las especies químicas de la base de la flama, ampliando así el rango de velocidades en el cual es

posible la estabilización de la flama). Todo esto crea interfases entre corrientes de diferentes velocidades, produciendo así turbulencia. Una losa refractaria que rodea la base de la flama ayuda radiando calor al oxígeno y combustible que no se han combinado. La recirculación de los productos calientes de la combustión incompleta hacia el centro de la flama (tipos 2 y 3 de la Fig. 6.1) ayuda transfiriendo calor para la ignición y activando las especies químicas (Fig. 6.2).

Por otro lado, puede requerirse de enfriamiento en quemadores de premezcla para prevenir el regreso de flama (*flashback*). Pueden usarse mamparas, o bien boquillas metálicas que disipen el calor.

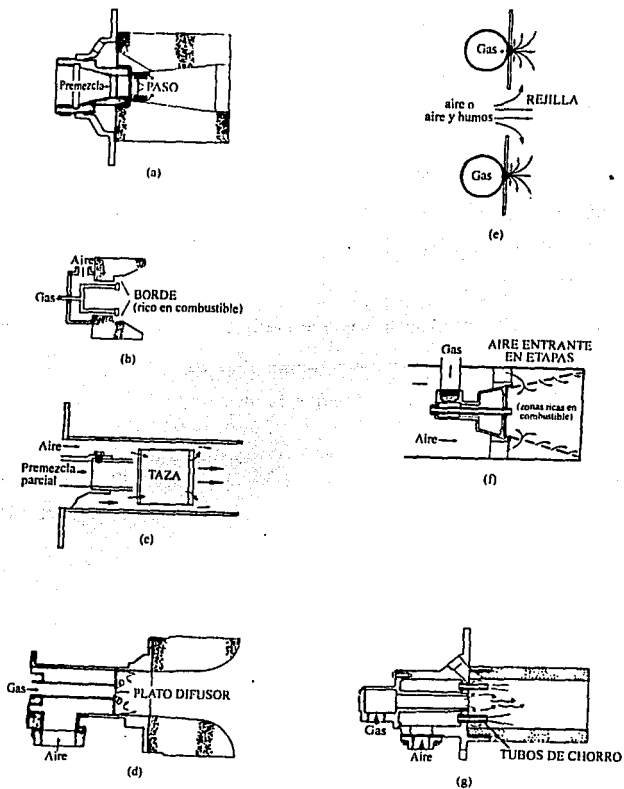
Velocidad.- Esta propiedad de los quemadores se refiere a la velocidad y empuje de los gases de combustión que son arrojados dentro del horno. El tipo 8 de la Fig. 6.1 es un quemador de alta velocidad.

Los quemadores de alta velocidad previenen la estratificación dentro de un horno, y mejoran la transferencia de calor por convección.

Otra aplicación de los quemadores de alta velocidad es uniformizar la temperatura de la carga dentro de un horno en lugares donde partes de la carga no están expuestas a la superficie radiante del horno, o bien, en lugares donde la carga está muy lejos de los quemadores.

Rango de operación.- La cantidad variable de combustible que se suministra a un quemador para que opere satisfactoriamente dentro de esa gama se llama rango de operación. Para cualquier quemador con

Figura 6.2.-Arreglos de mantenedores de flama.- Los casos del (a) al (d) son diferentes formas de cuerpos creadores de turbulencia. Los casos del (e) al (g) consisten en chorros de aire sobre una corriente relativamente quieta de gas.
Tomada de la Referencia (22)



orificios de aire fijos, el rango de operación es igual a la raíz cuadrada de la relación de la caída de presión máxima a mínima a través del orificio. Por ejemplo, si la máxima presión suministrada es de 13" ca (pulgadas columna de agua) y la mínima es de 0.25" ca, el rango de operación es: $(13/0.25)^{1/2} = 7.22$ a 1. Naturalmente que la presión del combustible puede limitar el flujo de éste antes de que la máxima capacidad de aire del quemador se alcance.

La máxima relación de entrada está limitada por el fenómeno conocido como "desprendimiento de flama" (el cual resulta cuando la velocidad de mezcla excede la velocidad de la flama). La mínima relación de entrada está limitada por el "regreso de flama" o *flashback* (el cual resulta cuando la velocidad de flama excede la velocidad de la mezcla) y también está limitada por el flujo mínimo con el cual el equipo de control funcione correctamente. La limitación por "regreso de flama" se aplica a los quemadores de premezcla, no así a los de mezclado en boquilla.

Para quemadores de aceite (combustible líquido) que operen con aire de atomización a baja presión, la mínima relación de operación es equivalente a la relación de suministro de aire de atomización; esto limita la gama de operación de estos quemadores. Por ejemplo, si el flujo de aire de atomización para un quemador de petróleo es de 1260 ft³/hr y el rango de operación requerido es de 5 a 1, la relación de fuego máximo será de $5 \times 1260 = 6300$ ft³/hr de aire (atomización y combustión combinados).

Un rango de operación grande es particularmente deseable en hornos en donde se opera por cargas, donde se requiere una gran relación de entrada durante el calentamiento inicial o inmediatamente después de que se carga el horno, pero que después esta relación no debe ser usada durante el ciclo de tratamiento. Considerablemente menor rango de operación se necesita para hornos continuos, los cuales se arrancan desde temperaturas bajas en mucho menor número de ocasiones.

III. Componentes de un quemador.

La parte medular de un quemador es la boquilla, la cual puede consistir en una, o múltiples aperturas. La boquilla debe estar bien enfriada, a) para protegerla de destrucción térmica por radiación de la flama o del horno, y b) para prevenir el regreso de flama en el caso de los quemadores de premezcla.

La losa del quemador (*block* de combustión, refractario del quemador) es un cilindro cónico, hueco (túnel de flama) por el centro. Esta losa radia calor hacia el combustible y el aire entrante, con lo cual ayuda a mantener la ignición. Las flamas tienden a ser más estables sobre un mayor rango de operación si se usa un quemador con losa.

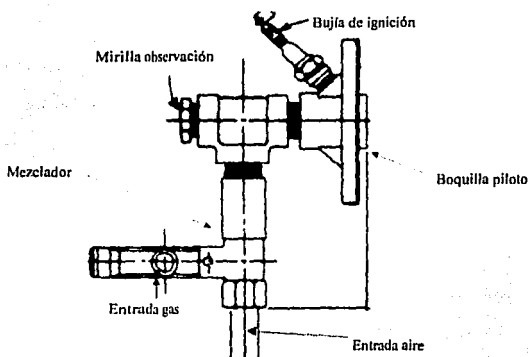
Otros elementos de un quemador son: a) el cuerpo y sus accesorios (conexiones de aire y combustible, venas de remolinos, boquilla), b) plato de montaje y sus accesorios (piloto, monitoreo de flama, etc.), c) conexiones de gas, y d) atomizador y sus accesorios (conexiones,

boquilla, venas). La cantidad de elementos y accesorios varía mucho en función del tipo de quemador y su complejidad.

El piloto es un pequeño quemador usado para encender la flama principal. Puede ser del tipo, a) piloto interrumpido, b) piloto intermitente, y c) piloto continuo; cada uno se diferencia por el intervalo de tiempo que permanece encendido. Casi todos los pilotos son del tipo de premezcla, pero también los puede haber de chispa directa o de aceite ligero de ignición con bujía (Fig. 6.3).

Todo quemador debe tener una mirilla de observación por seguridad, para así poder supervisar la flama (Fig. 6.3).

Figura 6.3.- Arreglo de un piloto sellado de premezcla diseñado para operar con gas y aire a presión.
Tomada de la referencia (20)



IV. Clasificación de los quemadores.

Existen varias posibles clasificaciones de los quemadores. La clasificación más general los divide en dos grandes grupos: quemadores atmosféricos o abiertos y quemadores sellados. Más adelante se verá una clasificación más detallada de los quemadores.

Un quemador atmosférico o abierto es aquel quemador que induce un flujo de aire dentro de la cámara de combustión a través de una abertura alrededor del quemador. La energía de una corriente de gas que fluye a través de un orificio, arrastra aire de la atmósfera.

Las características generales de los quemadores abiertos son: 1) fácil ignición en un punto accesible, 2) tamaño uniforme de la flama, 3) absorción de la cantidad de aire primario para lograr una combustión aceptable, 4) rangos de operación de 3 a 1 y 5 a 1, y 5) soporta variaciones en la presión de gas.

Las ventajas de estos quemadores son: 1) la operación será satisfactoria y sólo requerirá ajustes mínimos al usar gases con diferente gravedad específica y contenido de BTU, 2) opera con gases de alta o baja presión (mayor a 1/2 psig y menor a 1/2 psig, respectivamente), 3) no requiere aire a presión, 4) instalación sencilla, 5) precio de compra e instalación bajos, 6) requiere poco servicio de mantenimiento, 7) el equipo tiene vida útil larga, y 8) permiten mejores capacidades en virtud del aire inducido.

Las desventajas que tienen son las siguientes: 1) la atmósfera de la combustión no se puede controlar, 2) el rango de operación es limitado, 3) para que operen satisfactoriamente debe existir en la cámara de combustión presión neutra o negativa, 4) limitaciones de control, 5) son relativamente ineficientes, y 6) la capacidad disminuye cuando opera a mayores altitudes.

Los quemadores abiertos normalmente son utilizados en aplicaciones de temperatura baja y media (máximo 1200°F); puede decirse que éstos quemadores tienen sus aplicaciones en procesos que por su propia naturaleza no requieren características especiales de calentamiento ni de flama.

Un quemador de tipo sellado provee todo el aire para la combustión a través del quemador; se instalan empotrados en la pared del horno y no existen entradas de aire secundario. En términos generales, los quemadores sellados permiten un mejor control de la relación aire-combustible, un mayor rango de presiones de operación del horno, un mayor rango de operación del quemador y mayores eficiencias debido a que no hay dilución de los gases del horno y no hay pérdida de temperatura de radiación de la flama.

V. Quemadores de gas.

Los quemadores industriales de gas pueden clasificarse en quemadores de premezcla, mezclado en boquilla y mezclado parcial en

boquilla, de acuerdo a la posición y manera en la que el gas y el aire primario se mezclan.

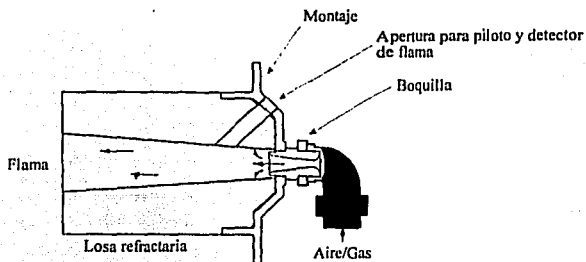
Quemadores de premezcla.- En este tipo de quemador, el gas y el aire se mezclan "lejos" del quemador con una proporción de aire-gas cercana a la estequiométrica. Ya que el aire y el gas se combinan "íntimamente" y en una proporción estequiométrica casi correcta, la flama es pequeña e intensa a velocidades de descarga relativamente altas. Las variaciones en la proporción aire-gas se limitan de un 20% de exceso de aire a un 25% de exceso de combustible, pero generalmente se usa la relación correcta de aire y gas. La excelente combinación del combustible y el aire, permite que este tipo de quemadores generen temperaturas de flama más elevadas bajo condiciones normales, a comparación de los quemadores de mezclado en boquilla o mezcla parcial en boquilla.

La estabilización de la flama se logra reduciendo la velocidad de la mezcla, creando anillos de ignición, usando mantenedores de flama y por enfriamiento de la boquilla. El rango de operación de estos quemadores es de 4 a 1 y hasta de 8 a 1. Las Figuras 6.4 muestran diversos tipos de quemadores de premezcla.

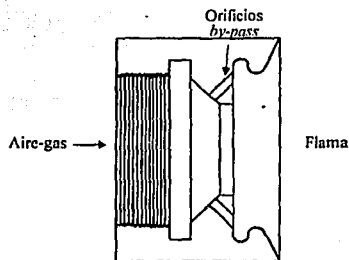
Mezcladores y métodos de mezclado.- Existen varios métodos de mezclado comúnmente usados que podrían clasificarse como sigue:

1.- Introduciendo el aire necesario por medio de la energía cinética de una corriente de gas saliendo de un orificio en un mezclador venturi.

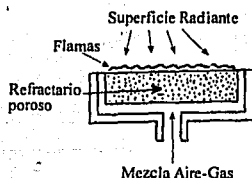
Figura 6.4. Diversos tipos de quemadores de premezcla



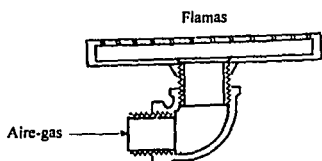
A.- Quemador de pre-mezcla, sellado, tipo túnel.
Tomado de la referencia (15)



B.- Quemador de pre-mezcla, abierto, tipo boquilla retenedora de flama.
Tomado de la referencia (24)



C.- Quemador de pre-mezcla, infra rojo, tipo refractario poroso.
Tomado de la referencia (24)



D- Quemador de pre-mezcla, multipuerto.
Tomado de la referencia (24)

2.- Introduciendo el gas necesario por medio de la energía cinética de una corriente de aire saliendo de un orificio en un dispositivo mezclador.

3.- Suministrando toda la energía por medio mecánico a través de un ventilador o mezclador mecánico.

En un mezclador de chorro de gas (caso 1), la cantidad de fluido (aire) que puede ser introducido por el chorro de gas depende de la presión en el orificio, la eficiencia de entrada en el mezclador y la resistencia en la salida de éste. Prácticamente, la sección de descarga del mezclador debe concordar con los tamaños comerciales de tubería y el diámetro de la garganta puede ser variable ligeramente para cada tamaño de mezclador. Para mezcladores de baja presión (0.5 psig o menos), los cuales sólo introducen una porción del aire total requerido, el área de la garganta varía del 35% al 50% del área del tubo de descarga. Para alta presión (0.5 psig o más), en donde los mezcladores se diseñan para introducir todo el aire requerido para la combustión, el área de la garganta varía del 20% al 30% del área de descarga (el ensanchamiento

gradual del venturi convierte la velocidad de la mezcla en presión estática). Para mejores resultados, estas gargantas deberán ser cuidadosamente maquinadas y centradas (Fig. 6.5).

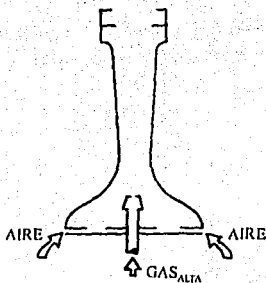


Figura 6.5- Mezclador de chorro de gas.
Tomado de referencia (15)

Un mezclador proporcional de chorro de aire (caso 2) mantiene la relación deseada de aire-gas si el chorro y la garganta del venturi están cuidadosamente maquinados y alineados. El gas entra a la cámara de mezclado a través de un orificio ajustable, el cual, después del ajuste deseado, puede ser fijado en esa posición. La presión del gas en el orificio ajustable se mantiene a presión manométrica cero por medio de un regulador sensible (gobernador a cero) el cual reduce la presión manométrica de suministro a cero sin importar el flujo de gas. El flujo de aire al pasar por la garganta restringida, succiona el gas que se encuentra a presión cero por el gobernador. La relación aire-gas deseada se ajusta con el paso del gas y una vez ajustada, la relación se mantiene constante a diversos flujos de aire. El flujo de aire se controla ya sea manual o

automáticamente por medio de una válvula en la línea de éste. Esta válvula es el único control que se debe de operar ya que el gas fluye automáticamente en proporción al flujo de aire (Fig. 6.6).

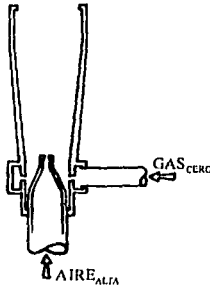


Figura 6.6- Mezclador de chorro de aire.
Tomado de la referencia (15)

En un mezclador mecánico, el gas se admite en la toma de aire del ventilador o compresor. Tales unidades deben incluir controles del lado de la succión para medir la cantidad de gas y aire que entran al mezclador. En las unidades de baja presión de mezcla, la caída de presión en la tubería que transporta la mezcla, debe ser mínima. Del mismo modo, la línea de mezcla no debe tener ningún tipo de restricción ya que cada sistema está diseñado para una presión de mezcla específica y una área total de descarga de quemador (es). La Figura 6.7 muestra un mezclador mecánico.

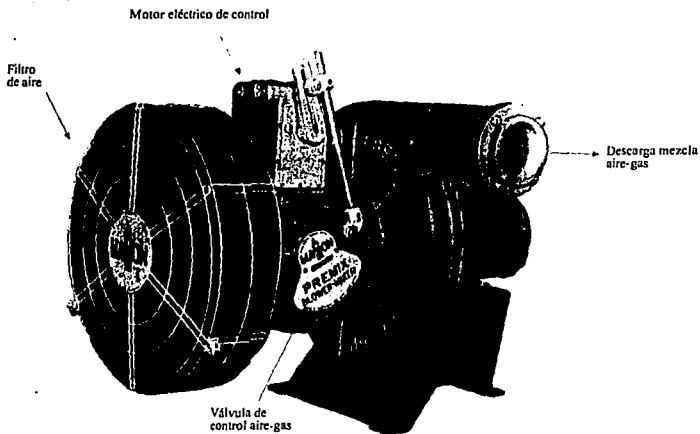


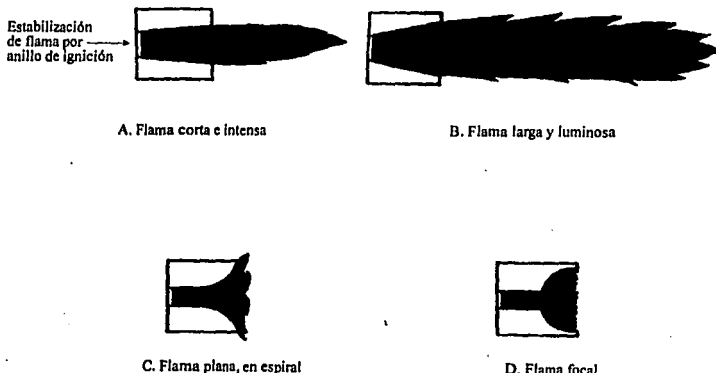
Figura 6.7.- Mezclador mecánico de aire-gas.
Tomada de la referencia (20)

Quemadores de mezclado en boquilla.- Las palabras mezclado en boquilla indican que el aire y el combustible no se mezclan sino hasta que cada uno sale por la boquilla. Los quemadores de mezclado en boquilla son más versátiles que los quemadores de premezcla tanto en funciones como en características.

Estos quemadores mantienen el aire y el combustible separados hasta el punto de ignición (frecuentemente cerca o en el punto de estabilización de la flama). Este concepto permite un mayor rango de operación por la reducción de la incidencia en el "regreso de flama".

Otra ventaja que ofrece este quemador es la posibilidad de variar la forma y geometría de la flama. Las flamas del quemador pueden diseñarse para que sean cortas e intensas, largas y luminosas, planas y en espiral, focales, etc. (Figs. 6.1 y 6.8).

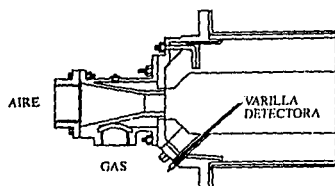
Figura 6.8.- Diversos tipos y geometrías de flama.
Tomada de la referencia (15)



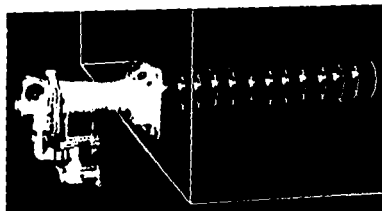
Los quemadores de mezclado en boquilla se pueden diseñar para que sean bastante estables al usar exceso de aire o combustible a altas o bajas velocidades. Pueden adaptarse para utilizar aire pre-calentado.

Los quemadores de convección se caracterizan por una reacción de combustión intensa de alta velocidad. El chorro de alta velocidad no solo ayuda al calentamiento por convección, sino que induce mucha recirculación de los gases de combustión dentro del horno. Esta recirculación ayuda a la uniformidad de temperatura y al ahorro de combustible ya que disminuye la temperatura de los gases re-utilizándolos al hacerlos pasar varias veces sobre la carga. Además previene la estratificación de los gases dentro del horno. La transferencia de calor por convección puede calentar las paredes refractarias así como la carga, resultando en un considerable calentamiento por radiación (si la temperatura promedio es alrededor de 1200° F, el calentamiento por convección prevalecerá; a mayores temperaturas, usualmente la radiación es dominante). Se puede usar el calentamiento por convección calentando grandes volúmenes de aire y recircularlos sobre la carga (hornos, secadores y calentadores de recirculación). Otra aplicación de calentamiento por convección es en tubos de inmersión donde se produce una flama y gases calientes de combustión en forma de remolino, el cual produce una acción de alta velocidad de razonamiento a lo largo de las paredes del tubo resultando en una alta transferencia de calor por convección (Fig. 6.9).

Figura 6.9.- Ejemplos de quemadores de mezclado en boquilla para convección.



A. Quemador de mezclado en boquilla de alta penetración
Tomada de la referencia (24)



B. Quemador de tubo de inmersión
Tomada de la referencia (22)

Los quemadores de radiación se usan donde debe evitarse la penetración o impulso hacia adelante de la flama y gases de combustión (como cuando la carga está muy próxima al quemador), o cuando desea mejorarse la transferencia de calor por radiación. Este tipo de quemador calienta su propia losa refractaria y la superficie refractaria del horno por convección, utilizando los gases de combustión a alta velocidad lanzándolos hacia las orillas del quemador (Fig. 6.1 tipo 5, Fig. 6.8 tipo C y D). Así, las superficies refractarias radían calor hacia la carga del horno. La Fig. 6.10 muestra un quemador de flama plana o radiante.

Los quemadores de flama larga o luminosa operan en el rango de flujo laminar tanto en el túnel de combustión como dentro del horno, logrando flamas altamente luminosas y largas (hasta de 9 metros, Fig. 6.1, tipo 6 y 7). Manteniendo un flujo laminar a través de toda la

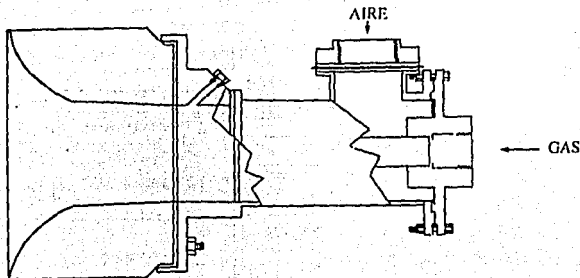


Figura 6.10.- Quemador de flama plana.
Tomada de la referencia (24)

longitud, la combustión se lleva a cabo en la interfase de las corrientes de gas y aire (a este tipo de quemadores también se les conoce como quemadores de mezclado retardado). El rompimiento de los hidrocarburos gaseosos resultante, libera carbono libre, el cual es rápidamente calentado hasta la incandescencia formando así una masa de flama radiante. Puesto que la flama es demasiado larga y altamente radiante, la temperatura teórica de flama no es alcanzada, pero un alto porcentaje de la energía de combustión puede ser recuperada en forma de radiación de flama. Este tipo de quemadores es particularmente recomendable para hornos largos donde se desea una uniformidad de temperatura y no se requieren temperaturas de flama extremas. La Figura 6.11 muestra un quemador de flama luminosa.

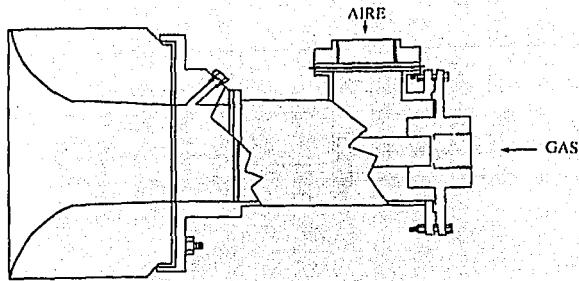


Figura 6.10.- Quemador de flama plana.
Tomada de la referencia (24)

longitud, la combustión se lleva a cabo en la interfase de las corrientes de gas y aire (a este tipo de quemadores también se les conoce como quemadores de mezclado retardado). El rompimiento de los hidrocarburos gaseosos resultante, libera carbono libre, el cual es rápidamente calentado hasta la incandescencia formando así una masa de flama radiante. Puesto que la flama es demasiado larga y altamente radiante, la temperatura teórica de flama no es alcanzada, pero un alto porcentaje de la energía de combustión puede ser recuperada en forma de radiación de flama. Este tipo de quemadores es particularmente recomendable para hornos largos donde se desea una uniformidad de temperatura y no se requieren temperaturas de flama extremas. La Figura 6.11 muestra un quemador de flama luminosa.

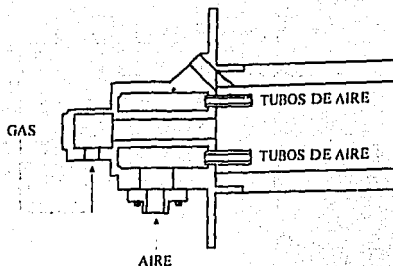
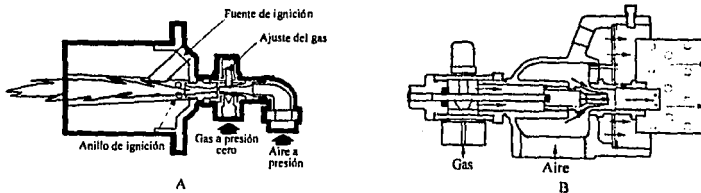


Figura 6.11.- Quemador de flama luminosa.
Tomada de la referencia (24)

Quemadores de mezclado parcial en boquilla.- La Figura 6.12 ilustra el concepto de lo que son los quemadores de mezclado parcial en boquilla. El quemador ilustrado en el inciso A tiene esencialmente las mismas características que un quemador de premezcla, sólo que éste último tiene una sola tubería que abastece la mezcla aire-gas al quemador; así la tubería es más simple y más económica. Esto significa que todos los quemadores en la misma zona de control deben operar en las mismas condiciones, a menos que se utilice un esquema de mezclado y control más sofisticado.

Figura 6.12.- Quemadores de mezclado parcial en boquilla.
Tomada de la referencia (24)



El quemador de mezclado parcial en boquilla requiere un *manifold* de aire y otro de gas; lo cual aumenta el costo de la tubería. Las ventajas residen en un incremento de capacidad para un tamaño de quemador dado, un incremento en el rango de operación del quemador y la oportunidad de desbalancear ligeramente la capacidad de un quemador al siguiente en la misma zona de control.

El inciso B de la Figura 6.12 ilustra un quemador que se puede cambiar de mezclado en boquilla a un mezclado parcial en boquilla. Cuando este cambio se lleva a cabo, el tamaño y el color de la flama cambian. El quemador está diseñado de modo que opere en tubos radiantes, y los ajustes se hacen principalmente para permitir cambios en las características de la flama para que se ajusten a las configuraciones del tubo. Cabe señalar que el color de la flama en el tubo cambiará. Ya que el color y forma de la flama varían de quemador a quemador, rara vez se recomienda que los ajustes en el quemador se efectúen en base al color de la flama. Se recomienda que en sistemas con un solo quemador y una chimenea se use un analizador de gases. En sistemas multiquemadores y una sola cámara de combustión se recomienda el uso de medidores de flujo.

Un quemador de tubo radiante se utiliza para aplicaciones de calentamiento indirecto, es decir, los productos de combustión no entran en contacto directo con la carga. Estos quemadores están diseñados especialmente para proporcionar una combustión completa en tubos largos y de pequeño diámetro, y que den un calentamiento uniforme a lo largo de todo el tubo. Para obtener tal uniformidad de calentamiento, se

producen velocidades bajas de los gases. Los tubos radiantes son de aleación o de material cerámico, y es muy importante que no haya sobrecalentamiento en ninguna zona del tubo. Esto requiere que la flama dentro del tubo libere su calor uniformemente. Una flama de mezclado retardado satisface este requerimiento. Para evitar una sección fría al principio del tubo, se incorpora al quemador la premezcla parcial. Esto produce una flama azul al principio del tubo, y posteriormente se desarrolla la flama luminosa.

VI. Quemadores de Aceite.

Los aceites combustibles, antes de ser quemados, deben vaporizarse en el aire de combustión. Algunos quemadores de pequeña capacidad, efectúan esta vaporización en un solo paso, por calentamiento del líquido. A tales quemadores, se les denomina de vaporización. Ejemplos típicos de este tipo de quemadores son la lámpara de soldar, estufas de gasolina, quemadores de petróleo diáfano de mecha, y en general quemadores domésticos.

Los quemadores de uso industrial utilizan dos pasos para vaporizar el combustible: atomización y luego la vaporización en sí. Atomizando primeramente el petróleo se expone una gran área de millones de pequeñas gotitas al aire y al calor; de este modo el petróleo puede ser vaporizado a una relación mucho mayor que si se tratara solamente de un quemador de vaporización del mismo tamaño.

Los requerimientos para una buena atomización son: 1) un gran volumen de aire se debe mezclar íntimamente con las partículas de petróleo, 2) el aire debe estar en turbulencia y a gran velocidad para producir una acción de rozamiento para una rápida transferencia de masa de las superficies de las partículas de aceite, y 3) el calor de la flama debe ser radiado hacia el rocío que está saliendo. Este último requerimiento es la función del *block* de combustión. Las funciones 1 y 2 pueden ser logradas haciendo fluir el aire a través del combustible, siendo la velocidad del aire alta en relación a la del combustible, o arrojando el combustible a alta velocidad en relación a la del aire. Existe una gran cantidad de diseños de atomizadores, pero los siguientes sistemas representan en términos generales los diferentes tipos usados en la industria.

Atomizadores mecánicos. - Estos atomizadores usualmente consisten en un orificio para combustible extremadamente pequeño, por el cual fluye el combustible a presión. La presión es utilizada para forzar al combustible a fluir a través del orificio, resultando en una acción mecánica de corte que rompe el combustible en pequeñas gotitas. Estos sistemas usualmente están limitados a combustibles ligeros como el queroseno, gasolina, y aceites destilados del No. 2; y aún con dichos aceites ligeros y limpios, existe una tendencia a la obstrucción del orificio debido a su tamaño pequeño. Además de esto, el rango de operación del sistema es limitado debido a que si la presión se reduce, la velocidad cae y la calidad de la atomización sufre drásticamente. Este tipo de sistemas generalmente están limitados en aplicaciones de rango de operación menor de 2 a 1, y en aplicaciones domésticas con

quemadores pequeños que operan a una capacidad fija y con control de dos posiciones (prender-apagar, *on-off*). La Figura 6.13 muestra un corte longitudinal de un atomizador mecánico con combustible a presión.

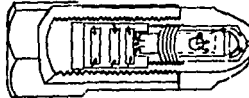


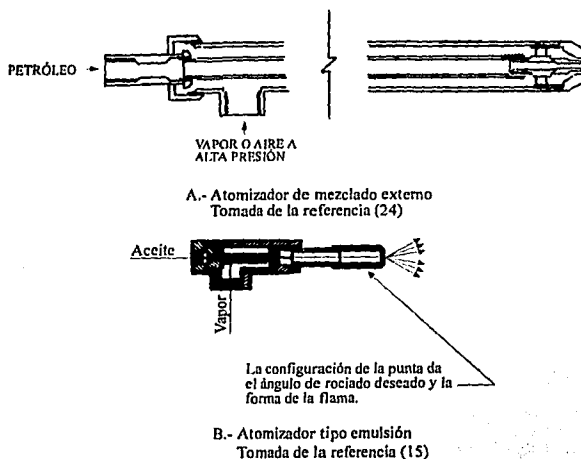
Figura 6.13.-Corte longitudinal de la boquilla de atomización de un quemador con combustible a presión
Tomada de la referencia (24)

Atomizadores de alta presión.- En este tipo de atomizadores, el vapor o el aire comprimido rompe las gotitas de petróleo y las arrastra a la cámara de combustión. La alta velocidad de las partículas de petróleo en relación a la del aire produce la acción de rozamiento necesaria para la rápida vaporización. Los quemadores con estos atomizadores pueden quemar combustibles muy pesados, residuos y algunos alquitranes. Debido a esto se emplean frecuentemente para la incineración de desperdicios líquidos.

La presión del vapor o del aire comprimido varía de 5 a 150 psi. El consumo de vapor puede variar de 1 a 5 libras por galón de petróleo y el consumo de aire de 30 a 100 pies cúbicos por galón, dependiendo del diseño y tamaño del atomizador y de la viscosidad del combustible. Para los atomizadores de mezclado externo, la presión del combustible recomendada es de 5 a 10 psi en el quemador, pero para los atomizadores

del tipo emulsión (el combustible y el aire o vapor se mezclan dentro de la unidad) la presión del combustible debe ser aproximadamente la misma que la del vapor o aire. La Figura 6.14 muestra un atomizador del tipo mezclado externo y un atomizador tipo emulsión.

Figura 6.14.- Atomizadores con aire o vapor a alta presión.



Atomizadores de baja presión.- Este tipo de atomizador utiliza una cantidad relativamente grande de aire a 1 o 2 psi de presión como medio de atomización del aceite. Un buen diseño de la unidad de atomización permite el uso de solamente un 10% del aire total requerido para la combustión. Esto equivale aproximadamente a 150 pies cúbicos de aire

de atomización por galón de aceite. Los atomizadores de baja presión se diseñan generalmente para manejar aceite a una viscosidad de 100 SSU. La presión del combustible al quemador es generalmente de 1 a 5 psi, únicamente la necesaria para un buen suministro y control del flujo.

La capacidad de estos quemadores se controla a través de una válvula en la línea del aire de combustión. El aire de atomización es fijo y se lleva al quemador a través de una conexión separada que es tomada antes de la válvula de control de la línea principal de aire (aire de combustión). El flujo principal de aire puede cerrarse completamente para fuego bajo y para el arranque del quemador. La capacidad mínima y el rango de operación del quemador están determinados por el flujo de aire de atomización. La presión del aire de atomización debe permanecer constante en todo el rango de operación del quemador.

Los quemadores de atomización de baja presión son muy versátiles. El ángulo de rociado efectivo de atomización puede modificarse fácilmente combinando cambios en el orificio de control del aire de atomización, la angularidad (remolino) del aire de atomización, y la relativa angularidad de las boquillas individuales del combustible. Algunas de las ventajas de estos quemadores son: no se requieren altas presiones; los orificios del aire y del combustible son relativamente grandes de modo que el mantenimiento es mínimo; no hay partes intrincadas o delicadas; la operación y el control es simple; son flexibles a cambios en la carga y en el combustible; son simples de instalar; no hay partes móviles y la operación es económica. La Figura 6.15 muestra un esquema típico de un quemador de atomización de baja presión.

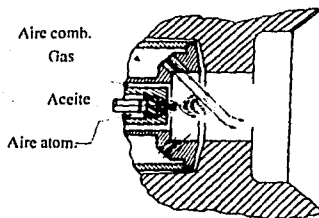


Figura 6.15.- Quemador de atomización con aire a baja presión para aceites combustibles ligeros.
Tomada de la referencia (15).

Un último aspecto que debe cubrirse en esta discusión es la del propio quemador. Los quemadores de aceite generalmente son del tipo mezclado en boquilla donde el aire de combustión y el combustible se mezclan en el quemador. El quemador sirve para establecer un punto de ignición y para mantener una combustión estable en todo el rango de operación del quemador y a las diferentes relaciones de aire-combustible. El aire de combustión circunda la tobera de combustible y se sopla al interior del horno junto con el combustible rociado. En la corriente de aire se instalan aletas y desviadores para asegurar la mezcla adecuada del combustible con el aire. Las piezas de manejo de aire, el patrón de rociado de combustible y la forma del horno se igualan cuidadosamente para evitar los choques de flama que provocan depósitos de hollín o carbón endurecido y concentraciones de escorias, desechos o desconchamientos de los materiales refractarios. La configuración de la losa del quemador, igualada al patrón de rociamiento del combustible es muy importante para la estabilización de la flama.

Casi todos los quemadores industriales de aceite son de área fija manejando las variaciones de flujo a través del sistema de control (este aspecto se tratará más adelante). De todas formas, algunos quemadores son del tipo de área variable, los cuales requieren que se maneje el aire y el combustible a una presión relativamente constante. En estos quemadores un arreglo mecánico modula el área de control del aire y del combustible dentro del propio quemador. Estos sistemas generalmente no se usan debido a que cada quemador debe unirse mecánicamente y ajustarse. El control de una zona se lleva a cabo más fácilmente a través de los sistemas de control con quemadores de área fija (ver más adelante, "Control de la combustión" y "Sistemas de combustión"). Una ventaja de dichos sistemas es el hecho de que la energía de velocidad del quemador puede mantenerse en todo el rango de operación conforme el área de control se reduce. Además, se pueden hacer algunos ajustes al patrón de flama por medio del uso de boquillas alternadas.

VII. Quemadores duales.

Un quemador dual es aquél que es capaz de quemar gas y/o aceite. Estos quemadores son de mezclado en boquilla, y son esencialmente iguales a los quemadores de gas del mismo tipo, excepto que los quemadores duales tienen un atomizador para el combustible líquido.

Un quemador de aceite puede convertirse a quemador dual si se adicionan las conexiones y aperturas necesarias para el gas. De igual manera, a veces es posible adicionar un atomizador a un quemador de gas para hacerlo dual.

Es importante señalar que cuando se lleva a cabo un cambio de combustible en un quemador, de gas a aceite por ejemplo, debe tenerse cuidado que la forma general de la flama y el patrón de liberación de calor sea esencialmente el mismo para ambos combustibles. En algunas aplicaciones, donde se han utilizado flamas muy claras de gas, la resultante flama luminosa del aceite puede cambiar las características de la transferencia de calor en dicho horno, requiriendo probablemente cierto ajuste en la instalación cuando la conversión se lleva a cabo. Generalmente, la operación con cualquier combustible debe llevarse a cabo sin ninguna provisión especial en la configuración del horno o en su operación. Si la atomización se lleva a cabo satisfactoriamente, la combustión básica con cualquier combustible debe ser esencialmente la misma. La Figura 6.16 muestra un quemador dual.

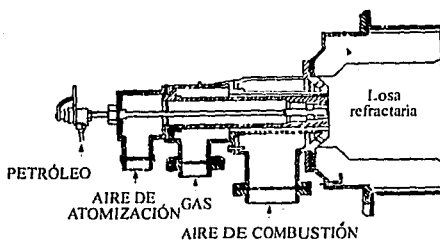


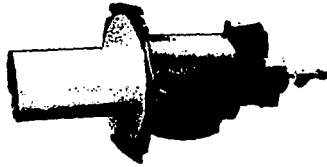
Figura 6.16.- Quemador dual. En este quemador se puede omitir la conexión de gas para acortar el quemador de aceite, o bien, omitir la conexión del aire de atomización para acortar el quemador de gas.
Tomada de la referencia (24)

VIII. Quemadores para propósitos específicos.

Los fabricantes de quemadores han desarrollado varios quemadores para propósitos específicos para ajustarse mejor a los diferentes hornos y aplicaciones concretas. Además de los quemadores mostrados anteriormente, algunos quemadores específicos son los siguientes:

Quemador para uso con aire pre-calentado.- Cuando el aire pasa a través del quemador a altas temperaturas, el quemador necesita, (a) un aislante de material refractario para proteger al quemador del exceso de temperatura y para disminuir las pérdidas de calor, (b) los componentes internos requieren de igual manera de materiales y aleaciones especiales para prevenir el desconchamiento y la distorsión que podrían afectar la operación y la capacidad del quemador, (c) protección aislante para los accesorios tales como pilotos, detectores de flama, mirillas de observación, y válvulas, y (d) cálculos adicionales en la selección del tamaño del quemador debido a la diferente densidad del aire (ver capítulo 5, "Efectos de los cambios en la densidad del aire").

El uso del aire pre-calentado amplía los límites de flamabilidad, incrementa la velocidad de la flama, y aumenta su temperatura (ver capítulo 3, "Recuperación de calor"); a pesar de esto, las instalaciones de aire pre-calentado no muestran cambios marcados en las características de la flama. La diferencia más notable es el ahorro de consumo de combustible. La Figura 6.17 muestra un quemador para uso con aire pre-calentado.



**Figura 6.17.- Quemador dual para uso con aire precalentado hasta 1200°F.
Tomada de la referencia (20)**

Quemadores de patrón de flama variable.- Este tipo de quemadores pueden cambiar su patrón de liberación de calor (forma de la flama) para adaptarse a los requerimientos de la operación o a las necesidades del horno. Pueden cambiar automáticamente de una flama larga y angosta a una flama corta y ancha. Este cambio también puede hacerse manual (a través del ajuste de mamparas móviles, ver Fig. 6.18). También puede cambiarse el patrón de liberación de calor en los quemadores ajustando el grado de premezcla interna.

Quemadores incineradores de líquidos.- Se pueden usar quemadores duales estándar para incinerar líquidos, colocando el desperdicio líquido en la línea del combustible líquido, y simultáneamente quemando gas como combustible auxiliar (para el arranque, y para mantener la combustión por si el líquido solo no puede). Se debe tener mucho cuidado al planear estas instalaciones para asegurarse de que, (a) el desperdicio se quemará, (b) el líquido de desperdicio puede atomizarse, y (c) los productos de la combustión no son tóxicos o contaminantes.

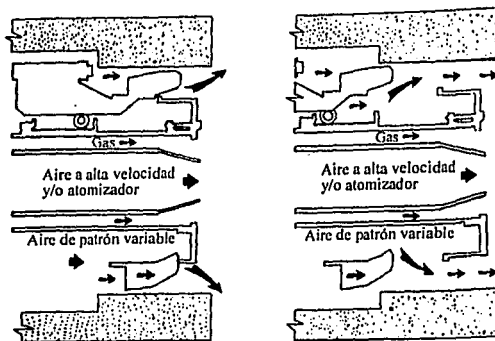
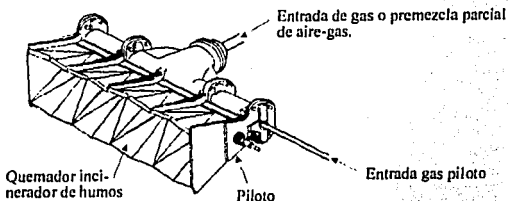


Figura 6.18.- Corte transversal de un quemador de patrón de flama variable.
 Del lado izquierdo, las mamparas están hacia adelante, causando remolinos dando como resultado una flama corta tipo 3 (ver Fig. 6.1). Del lado derecho, las mamparas están retraídas, permitiendo un mezclado retardado con una flama más larga tipo 4.
 Tomada de la referencia (22)

Quemadores incineradores de humo.- Se han utilizado quemadores convencionales para éste propósito (de flama hacia adelante), pero los quemadores de tipo parrilla aseguran la incineración de todo el humo con menor cantidad de combustible auxiliar, con un menor pico de temperatura y con ductos de combustión más pequeños (el cual debe ser resistente a altas temperaturas). Las precauciones del párrafo anterior (excepto el (b)) se aplican en la planeación de un sistema de incineración de humos. La Figura 6.19 muestra un quemador incinerador de humo.

Quemadores de vaporización de aceite.- Los aceites ligeros se pueden quemar a través de un quemador de gas y producir una flama azul igual a la que se produce en dicha combustión, por medio del calentamiento y de

Figura 6.19.- Quemador incinerador de humos. La corriente de aire y efluentes pasan a través de los platos que están perforados de tal manera que dan un mezclado progresivo y retienen la flama. Tomada de referencia (20)



la atomización del aceite para poderlo vaporizar. Algunos diseños de quemadores utilizan los gases calientes de combustión dentro del quemador para transferir el calor al aceite entrante (Fig. 6.20). Algunos sistemas convertidores de aceite a gas usan un calentador de aire directo, quemando una porción del combustible en el calentador, para precalentar el aire a través de las líneas de mezclado en un sistema de quemador de premezcla.

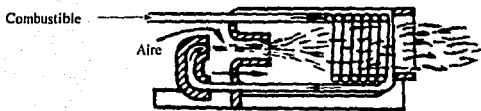


Figura 6.20.- Quemador de vaporización del tipo a presión. El petróleo pasa por la tubería del serpentín. Tomada de la referencia (23)

Quemadores de enriquecimiento con Oxígeno.- Como se había visto en el capítulo 3, el enriquecimiento con oxígeno en la combustión eleva la temperatura de flama, reduce las pérdidas por chimenea (al disminuir el porcentaje de nitrógeno), e incrementa la eficiencia térmica.

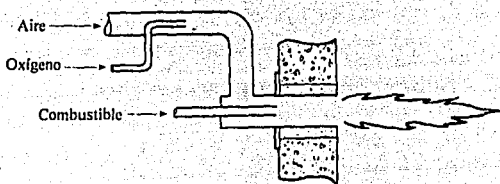
Estos quemadores son diseñados específicamente para usarse con oxígeno y usualmente incorporan componentes enfriados para aumentar su vida. Se han desarrollado diseños para usarse con combustibles líquidos y gaseosos.

El enriquecimiento con oxígeno se puede llevar a cabo de varias maneras. En la técnica de premezcla (Fig. 6.21A), el oxígeno se mezcla con el aire antes del quemador. Este método se ha usado con quemadores estándar, pero el enriquecimiento está limitado a un 3 o 4%, ya que a mayores enriquecimientos, los materiales refractarios y el quemador mismo se deterioran rápidamente. Quemadores con mejores aleaciones y refractarios pueden tolerar mayor enriquecimiento.

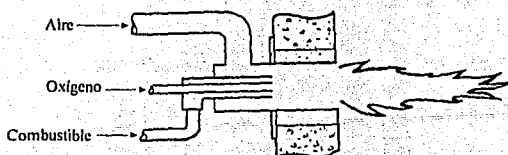
El oxígeno y el aire mezclado en la boquilla del quemador, requiere que éste tenga tres conexiones: para aire, combustible y oxígeno (Fig. 21B). En los arreglos más comunes, el oxígeno es inyectado dentro de la zona de la flama a través de un tubo central en el quemador. Esto produce una pequeña disminución en la velocidad de combustión que la técnica de premezcla, por lo que los quemadores de este tipo pueden generalmente tolerar mayores niveles de enriquecimiento que los sistemas de premezcla.

El enriquecimiento de tiro por abajo evita el problema del sobrecalentamiento del quemador inyectando el oxígeno dentro del horno a través de un tubo separado localizado abajo del quemador (Fig. 6.21C). El quemador se opera a una mezcla rica de combustible en aire, y el oxígeno completa el proceso de combustión dentro del mismo horno. Ya que el oxígeno entra por abajo de la flama, las altas temperaturas se desarrollan cerca de la carga.

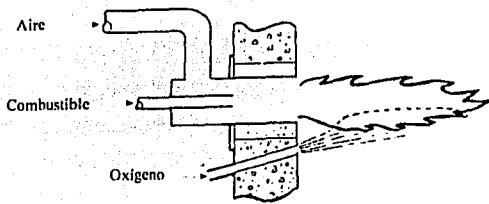
Figura 6.21.-Métodos de enriquecimiento con oxígeno
Tomada de la referencia (15)



A.- Enriquecimiento de mezcla



B.- Enriquecimiento de mezclado en boquilla



C.- Enriquecimiento de tiro por abajo

IX. Ruido de combustión.

Un fabricante de equipo de combustión no puede prometer que un cierto quemador, ventilador o válvula cumplirá con las restricciones de emisión de ruido, ya que el horno y el lugar donde el equipo se va a instalar puede amplificar, atenuar o distorsionar el nivel de ruido. Las regulaciones de la OSHA (*Occupational Safety and Health Act.*) especifican el máximo nivel de ruido que debe llegar al oído del trabajador durante un tiempo dado (límites de exposición); por lo que las posiciones relativas del trabajador, del horno, y el quemador determinan si un caso dado satisface o no satisface las especificaciones.

El ruido del que se va a tratar a continuación es el ruido que se produce en la boquilla del quemador, en la entrada de aire del mismo, y el ruido de flama.

Ruido de flujo.- El ruido de flujo se genera por el movimiento del aire y combustible a través del quemador, tubería, válvulas y accesorios. El

nivel de sonido de esta fuente puede minimizarse diseñando para bajas velocidades, alterando los patrones de flujo y disminuyendo las restricciones del mismo. El ruido en la boquilla de combustión es poco común excepto en los inspiradores. A veces ayuda el uso de conexiones y alimentadores de línea más grandes. La selección de quemadores con menores velocidades de flujo (para la forma de flama necesaria) minimiza tanto el ruido de flujo como el de flama.

Ruido de flama.- Una flama turbulenta tiene una envoltura desigual que cambia constantemente conforme las bolsas de gas, ricas en combustible, encuentran oxígeno y se queman produciendo un pequeño resoplo; o cuando bolsas ricas en oxígeno se mezclan con combustible, entran al rango de flamabilidad y resoplan. A este ruido resultante se le denomina combustión estruendosa o ruido de combustión.

La potencia del ruido de flamas con difusión turbulenta varía directamente a la primera potencia de la cantidad de flujo, al cuadrado de la velocidad y es proporcional a la caída de presión. Por esta razón, sería mejor, desde el punto de vista del control del ruido, seleccionar un quemador grande con una menor caída de presión, en lugar de uno pequeño con alta caída de presión, aunque usualmente esto es contrario a los requerimientos de penetración de flama.

El nivel máximo de ruido usualmente se produce en la relación estequiométrica de aire y combustible (debido a que todo el combustible y oxígeno disponible reaccionan produciendo el mayor número de resoplos posibles). Para un flujo constante a través de una flama, el nivel

de ruido disminuiría ligeramente conforme la mezcla se va haciendo rica o pobre de los límites de flamabilidad.

Para flamas de premezcla, la intensidad de la turbulencia puede perturbar una flama y causar que haga más ruido, por lo que los orificios, válvulas y accesorios deben localizarse a una distancia correcta antes del quemador para permitir que la turbulencia decaiga.

Para flamas de mezclado en boquilla, el menor ruido y la flama más compacta usualmente se logra cuando el área de combustión y la zona de máxima turbulencia son las mismas, al mismo tiempo que se usen las aperturas de aire y combustible más grandes posible. Si la zona turbulenta excede el área de combustión, entonces resultará un ruido excesivo.

La geometría de la losa refractaria del quemador puede establecer fuertes oscilaciones naturales, amplificando de este modo el ruido de la combustión. La frecuencia natural de las losas más grandes es menor. El uso de materiales absorbentes de sonido ayudan a disminuir los niveles de ruido.

El ruido de combustión superturbulenta es un caso especial de ruido de combustión asociado con flamas inestables, evidenciado por los brinco repentinos en los niveles de sonido. Un ejemplo de un modo inestable ocurre cuando una flama fluctúa de una forma a otra. También, se producen saltos en los niveles de sonido al disminuir el giro de una flama, causando su desprendimiento del quemador. En los quemadores

de aceite, el cambio del ángulo de rociado relativo al ángulo de la losa del quemador tiene efectos similares. Igualmente, operar un quemador más allá de su rango de operación puede traer los mismos resultados.

Las oscilaciones en la combustión resultan cuando algún mecanismo de alimentación produce oscilaciones que llevan a una liberación de calor variable, provocando oscilaciones subsecuentes. Como ejemplo, un ventilador que pulsa no únicamente genera ruido, sino que provee un mecanismo para producir oscilaciones en la combustión.

X. Válvulas de control.

Existen dos especificaciones importantes de las válvulas de control, particularmente aquellas usadas para control modulante, y son el rango de operación y la característica. La característica es la manera en la cual la cantidad de flujo cambia con los cambios en la posición de la válvula y se describe como una gráfica de la cantidad de flujo contra la posición de la válvula. El flujo no es directamente proporcional a la abertura del área de la válvula debido a las características de la tubería corriente arriba y corriente abajo de la válvula, y porque la caída de presión a través de la válvula se reduce conforme la caída de presión a través de las otras resistencias en el sistema se incrementan.

Para asegurar una curva de control uniforme y estable a través del rango de operación de una válvula, es importante que la característica de la válvula sea especificada para que su respuesta se adecúe a los requerimientos del proceso. Una válvula con característica de apertura

rápida es adecuada para un control apagado-encendido (*on-off*). Una característica lineal (flujo directamente proporcional al viaje de la válvula) es buena para cualquier control de flujo y para sistemas de control de nivel de líquido. Una válvula de orificio en V y de tipo parabólico modificado da un estrangulamiento fino en las primeras etapas de la apertura de la válvula seguido por una característica lineal. Una característica de igual porcentaje (cada paso igual en el movimiento de la válvula resulta en la misma ganancia de porcentaje en el flujo por encima del último paso) es buena para control de presión o en sistemas de control de flujo con oscilaciones amplias en la caída de presión. La Figura 6.22 muestra la característica de varios tipos de válvulas.

Válvulas de tapón corredizo. - Las válvulas de tapón corredizo ajustan el tamaño del orificio de la válvula mediante un movimiento axial a lo largo del vástago de la válvula, como en una válvula de globo ordinaria. La característica de la válvula está determinada por la forma del tapón, el cual puede ser tipo disco, orificio en V, parabólico, o cualquier otra modificación de estos tipos básicos. El tapón tipo disco, como en una válvula de globo ordinaria, da iguales incrementos de apertura de área para iguales incrementos del movimiento del vástago, esto es, la característica es lineal. Aunque la característica lineal es una ventaja, el tapón tipo disco tiene la desventaja que su rango de operación completo se acaba dentro de un rango muy pequeño de movimiento axial. El tapón de orificio en V permite un cambio más gradual de la apertura de la válvula. La característica de los tapones parabólicos y de los orificios en V se aproximan a una curva semilogarítmica: iguales incrementos del movimiento de la válvula da iguales incrementos en la apertura del área

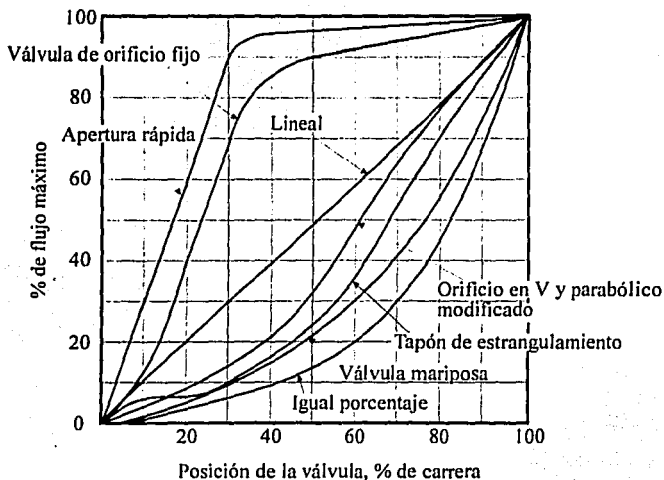


Figura 6.22.-Características de varios tipos de válvulas de control. Las curvas están basadas en una caída de presión constante a través de cada válvula. La característica de válvula que se adecúa al proceso en el que va a trabajar da el mejor control.
Tomada de la referencia (22)

(a veces es posible simular una característica lineal aún cuando no está inherente en la válvula mediante el uso de un varillaje con una característica tal que iguales incrementos en el movimiento del actuador o motor de control produzca iguales incrementos en el flujo). Las Figuras 6.23 y 6.24 muestran las formas típicas de tapones de válvulas y sus curvas características. La Figura 6.25 muestra una válvula de tapón corredizo.

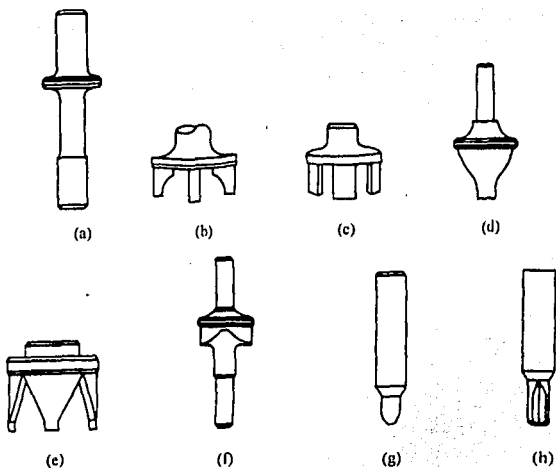


Figura 6.23.- Formas típicas de tapones de válvulas. a) Abertura rápida de un solo orificio dirigido para la parte superior e inferior. b) Abertura rápida de orificio dirigido. c) Orificio rectangular (lineal). d) Tapón de estrangulamiento (lineal modificado). e) Orificio en V (lineal modificado). f) Orificio en V de igual porcentaje. g) Tapón de estrangulamiento miniatura (de igual porcentaje) h) Tapón estriado miniatura (de igual porcentaje).

Tomada de la referencia (23)

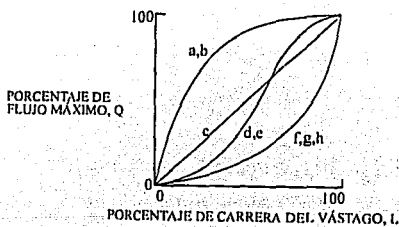


Figura 6.24.- Generalización de las características inherentes del flujo para los tapones de válvula ilustrados en la Figura 6.23.

Tomada de la referencia (23)



Figura 6.25.- Válvula de gas de tapón corredizo con orificio en V.
Tomada de la referencia (22)

Válvulas de tapón giratorio.- Las válvulas de tapón giratorio consisten en un tapón con un orificio el cual se gira para producir una abertura en el cuerpo. La característica de esta válvula depende de la forma de la abertura en el tapón y de la forma del asiento de la válvula. (La característica de flujo de una válvula se determina tanto por la forma del asiento, como por la del tapón. En la Figura 6.26 se presenta el asiento normal con un tapón parabólico y un tapón de abertura rápida con un asiento de contorno. Además de generar un cambio importante en la característica de flujo, el asiento de contorno origina también fuerzas desequilibradas que se ejercen sobre el tapón, para cambiar con menor rapidez conforme la válvula abre o cierra, que como sucede con un asiento normal. Esto conduce a una acción más suave del actuador, y, por lo común, se obtienen mejores ubicaciones de dicho actuador, cuando se tienen cambios pequeños en la salida del controlador).

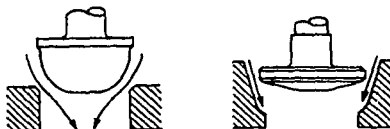


Figura 6.26.- Asientos de válvula, normal y de contorno con tapones parabólicos de abertura rápida.
Tomada de la referencia (23)

Estas válvulas normalmente contienen un compartimiento que puede ser movido axialmente, dando una abertura ajustable. Estas válvulas, por lo tanto, tienen una característica ajustable, ya que pueden cambiar su resistencia relativa a la resistencia del sistema para ajustarse después de ser instalada. Esta ventaja resulta en un poco de sacrificio en el rango de operación, pero es pequeño en sistemas correctamente diseñados. El flujo recto a través de la válvula minimiza la caída de presión y esto trae como consecuencia un rango de operación limitado. La Figura 6.27 muestra este tipo de válvulas.

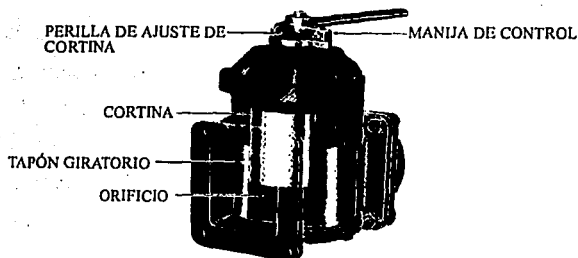


Figura 6.27.- Válvula de tapón giratorio de orificio ajustable. Una cortina ajustable es usada para variar el espesor del orificio rectangular para producir una característica deseable del sistema después de que la válvula es instalada. Bajar la cortina permite una válvula de orificio ajustable que se aproxima a una característica lineal o de igual porcentaje. La manija de control gira para abrir o cerrar el orificio en respuesta al instrumento de control. Tomada de la referencia (22)

Válvulas de mariposa.- Una válvula de mariposa es una sección de tubería recta que contiene un disco rotatorio. La caída de presión a través de esta válvula completamente abierta es pequeña. La cantidad de fuga depende de las tolerancias del disco y del asiento de la válvula. La

característica es similar a la de una válvula de abertura en V. Las válvulas de mariposa se usan principalmente para aire y gas a baja presión. (Figura 6.28).

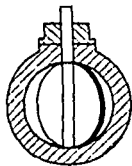


Figura 6.28.- Válvula de mariposa.
Tomada de la referencia (23)

XI. Control de la relación aire-combustible.

Algunos beneficios del control sobre la relación aire-combustible son ahorro de combustible, menor contaminación, mayor seguridad, mejora en la uniformidad de la temperatura y mejor calidad del producto.

Para controlar el aire y el combustible alimentado a un quemador de mezclado en boquilla en la relación deseada, existen tres sistemas básicos (ver también en este capítulo "Sistemas de control de la relación aire-combustible):

- 1.- Control por válvula.
- 2.- Control por presión.
- 3.- Control por flujo.

Se pueden incorporar variaciones a estos sistemas básicos de control, si es necesario, para ajustarse a las necesidades de la aplicación. A continuación se da una descripción básica de cada esquema de control. Nota: Para que estos sistemas operen adecuadamente requieren de una buena regulación de la presión tanto en la línea de aire como en la del combustible.

Control por válvula.- Para controlar la relación aire-combustible mediante el uso de válvulas unidas, se debe tener una fuente de presión constante para el aire y el combustible; cambiando el área de la válvula de aire y simultáneamente la válvula de combustible, se logra el control de la entrada (Fig. 6.29). Para estos sistemas, las dos válvulas deben tener idénticas características, y la unión mecánica entre las válvulas debe producir un movimiento directamente proporcional. Para obtener características similares, se sugiere que la válvula de combustible sea de flujo ajustable para que pueda adecuarse a las características de la válvula de aire seleccionada. Aunque este sistema de válvula de control trabaja mejor para sistemas con un solo quemador, preferiblemente en quemadores de tipo paquete, no está limitado solo a este tipo de instalaciones. Cuando se usa este tipo de control con quemadores múltiples, se debe asegurar que el tamaño y arreglo de la tubería de aire y del combustible sea el adecuado, la presión del aire y del combustible está correctamente regulada, y que hay tiempo suficiente disponible para calibrar el sistema.

Control por presión.- Uno de los sistemas aire-combustible más comunes es el esquema relativamente simple de control por presión (Fig. 6.30).

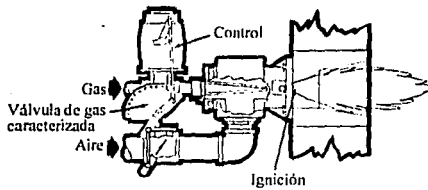


Figura 6.29.- Control por válvula
Tomada de la referencia (15)

El principio de este método de control está basado en un orificio de área fija y una presión variable de aire y combustible. El flujo a través del orificio es proporcional a la raíz cuadrada del diferencial de presión a través del orificio. Manteniendo la presión del aire y combustible igual o proporcional se puede esperar que el flujo de aire y combustible sea proporcional a lo largo de todo el rango de operación. El control por presión del combustible y aire es suficientemente exacto y es uno de los sistemas menos caros, pero para una operación adecuada es absolutamente esencial tener una presión correctamente regulada corriente arriba del combustible y del aire.

Control por flujo.- El control por flujo puede ser ya sea un sistema hidráulico o electrónico. El control por flujo mide el flujo del aire y del combustible y controla el flujo de uno de los dos para ajustarse al otro a cualquier relación que haya sido predeterminada. La medición del flujo requiere un orificio en ambas líneas y la diferencia de presión a través de los orificios mide la cantidad de flujo; el diferencial se transmite a un controlador el cual manda la señal a una válvula de control para ajustar el flujo de esa válvula, manteniendo así la relación deseada (Fig. 6.31).

Figura 6.30.- Control por presión
Tomada de la referencia (15)

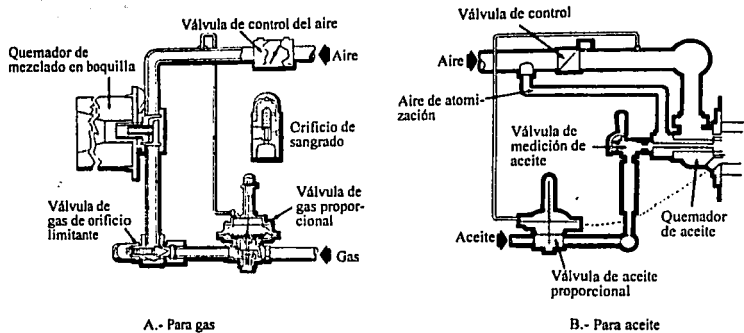
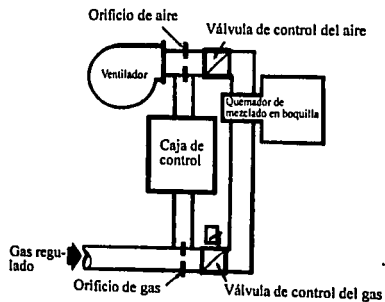


Figura 6.31.- Control por flujo
Tomada de la referencia (15)



XII. Controles de presión.

Reguladores de presión.- Un regulador de presión debe mantener constante un valor específico la presión corriente abajo sin verse afectado por las variaciones en la demanda de gas, vapor, etc. Un regulador de presión está diseñado para controlar presión y no flujo.

Estrictamente hablando, un regulador puede visualizarse como un lazo sencillo de control de presión (Fig. 6.32) aunque contenido en un solo instrumento.

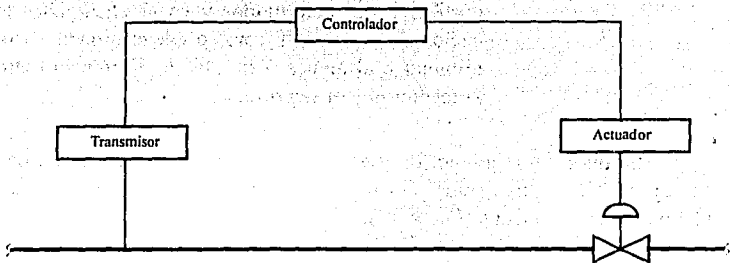


Figura 6.32.- Lazo de control.
Tomada la referencia (27)

El lazo de control está constituido de los siguientes elementos básicos:

- (a) Elemento sensor.- Encargado de medir la variable a controlar.

- (b) Transmisor.- Convierte la variable física en información susceptible de manipular y transmitir a distancia.
- (c) Controlador.- Este elemento recibe dos señales de entrada, una de ellas procedente del transmisor y que representa el valor "real" e instantáneo de una variable, y una señal externa que representa el valor fijo en el cual se desea mantener la variable medida, este último valor se conoce como punto de ajuste o *setpoint*. El controlador compara ambas señales y genera una señal correctiva para lograr que la medición y el punto de ajuste sean idénticos en todo momento.
- (d) Elemento final.- Este instrumento es operado por la señal correctiva del controlador y es el encargado de accionar en una forma predeterminada para eliminar o al menos disminuir la diferencia entre la medición y el *setpoint*.

Así pues, un regulador de presión debe diseñarse de tal modo que incluya partes equivalentes en su funcionamiento a cada uno de los elementos mencionados (Fig. 6.33).

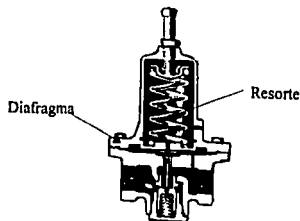


Figura 6.33.- Regulador-reductor de presión de aceite. La presión de salida empuja el diafragma contra una fuerza constante de un resorte, la cual puede ajustarse cambiando la compresión de este último.
Tomada de la referencia (22)

En él podemos apreciar los siguientes elementos:

- Elemento de restricción.- Equivalente al elemento final de control y por lo tanto encargado de restringir en mayor o menor medida el paso del fluido, de acuerdo con la señal del controlador, y de ese modo variar correspondientemente la presión a la salida. Usualmente está constituido por el cuerpo de una válvula con su tapón/anillo de asiento o bien disco/orificio.
- Elemento de medición.- Como su nombre lo indica su función es medir la presión a la salida del regulador; en este caso es posible usar un tubo de Bourdon, manómetro, o bien un diafragma, siendo este último el más comúnmente utilizado, y funciona bajo el principio de convertir en una fuerza equivalente al valor de presión medido en ese momento.
- Elemento de carga.- Este elemento, en conjunto con el elemento de medición, funciona como el controlador, generando la señal correctiva que acciona finalmente el elemento de restricción. En este caso se puede utilizar un contrapeso con el inconveniente que el regulador funcionaría como dispositivo *on-off*, y más comúnmente un resorte de carga con el cual se logra control modulante.

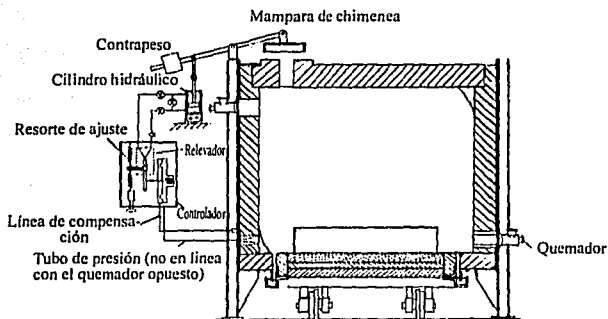
La acción del regulador es la siguiente: si el elemento de restricción deja pasar demasiado gas al sistema, la presión corriente abajo tiende a incrementarse traduciéndose en una mayor fuerza

descendente sobre el área del diafragma, comprimiendo el resorte y finalmente restringiendo la entrada de gas al sistema. Inversamente si el regulador no introduce suficiente gas dentro del sistema la presión corriente abajo cae y el diafragma se desplaza hacia arriba, el resorte ejerce una mayor fuerza permitiendo la admisión de más gas dentro del sistema.

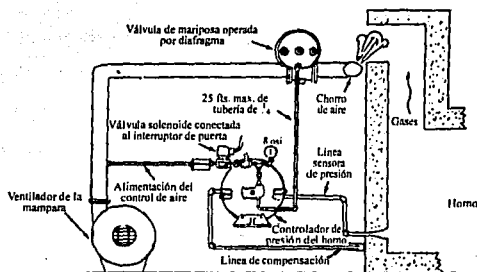
Controles automáticos de presión del horno.- Un control automático de presión de un horno ayuda a mantener un control preciso de la relación aire-combustible (ver capítulo 5 "Flujo de gases de chimenea"). Una presión de un horno sin control puede afectar la relación aire-combustible si el horno: (a) se vale de un tiro natural para inducir aire, (b) tiene quemadores abiertos, (c) está expuesto a vientos fuertes, (d) tiene fugas a través de sus puertas o sellos o, (e) utiliza un control de la relación aire-combustible ya sea de tipo de presión o tipo flujo.

Manteniendo una presión positiva en todo el horno y en cualquier momento, se previene la infiltración de aire frío a través de las aberturas en la estructura. Esto es importante en cualquier operación donde los quemadores se usan frecuentemente a fuego bajo-mientras el horno está caliente, creando un fuerte efecto de chimenea. Previniéndose la infiltración de aire frío no solo se mantiene una atmósfera deseada en el horno, sino que también se mejora la uniformidad de la temperatura evitando el enfriamiento de algunas partes de la carga y ahorrando combustible al no calentar aire infiltrado. Las Figuras 6.34 muestran algunos esquemas de sistemas de control de presión de un horno.

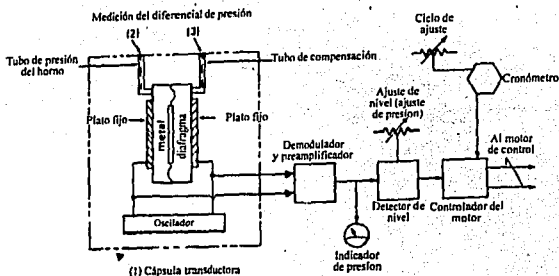
Figura 6.34.- Sistemas de control de presión de un horno.
Tomada de la referencia (22)



- A.- Sistema de control de presión de un horno - hidráulicamente amplificado. Un relevador hidráulico amplifica una señal a una magnitud capaz de mover mamparas pesadas.



- B.- Sistema de control de presión de un horno - neumáticamente amplificado - con mampara de chorro de aire.



C.- Sistema de control de presión de un horno-electrónicamente amplificado. El transductor (1) sena el diferencial de -0.05 a 0.15 wc° a través de los tubos (2) y (3), y el demodulador y preamplificador produce una señal que es linealmente proporcional al diferencial de presión. Esta señal es comparada con el punto ajustable de control para determinar la señal de salida.

XIII. Controles de seguridad.

El objetivo de un sistema de seguridad en la combustión es parar el flujo de combustible si la flama llega a extinguirse. Si el flujo de combustible no es detenido, la cámara de combustión (o toda la construcción) puede ser llenada con una mezcla explosiva de aire y combustible.

Un piloto no es suficiente protección. Muchos pilotos no han podido encender la flama principal cuando se ha necesitado y sin embargo más tarde sirven para encender la mezcla explosiva acumulada. Para prevenir la acumulación de combustible en la cámara de

combustión, debe usarse equipo de monitoreo de flama para gobernar válvulas de cierre hermético.

Válvulas de seguridad de cierre hermético.- Los principales requisitos de cualquier válvula de cierre hermético son que no puedan ser abiertas manualmente si no han recibido una señal, que cierren herméticamente, y que sean sensibles a cualquier posible falla en el sistema.

Las válvulas de seguridad de reestablecimiento manual son operadas por un solenoide. Cuando el solenoide se desenergiza, la válvula cierra mecánicamente por la acción de un resorte y el flujo de combustible se interrumpe inmediatamente. Cuando el problema se ha eliminado (causado por una falla de presión del aire, gas, un fallo de flama, etc.) y el circuito se vuelve a cerrar, la válvula puede abrirse por la acción de la palanca manual, pero si el problema no ha sido corregido satisfactoriamente, el circuito permanece abierto y la válvula no puede abrirse ni aún moviendo la palanca ya que el vástago de la palanca de la válvula permanece suelto (Fig. 6.35).

Las válvulas de seguridad de reestablecimiento automático son aquellas que automáticamente se reestablecen o vuelven a abrir por si solas (operadas por un motor) cuando la energía se reestablece.

La válvula de reestablecimiento manual se usa en aquellas instalaciones donde se requiere de un operador para asegurar un encendido confiable y a fuego bajo de los quemadores. Las válvulas de seguridad de reestablecimiento automático se usan solamente con

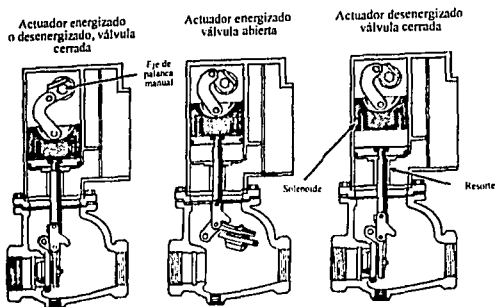


Figura 6.35.- Válvula de cierre hermético de operación manual . Existen diversos modelos en la configuración de la válvula.
Tomada de la referencia (22)

reciclos programados de encendido que incluyan pre-purga, post-purga y prueba de encendido con piloto interrumpido. Con excepción de quemadores de poca capacidad y en válvulas solenoides para piloto, se requiere que las válvulas de reestablecimiento automático abran lentamente para no dañar el equipo de regulación o para no apagar la flama del piloto.

Una válvula de seguridad debe cerrar con cualquiera de la siguientes fallas: (1) ventilador del aire de combustión o atomización, (2) cualquier dispositivo del sistema de control, (3) presión del aire al quemador, (4) presión del combustible al quemador, (5) falla de flama, (6) interrupción de otros límites tales como bajo nivel o alta presión. Si no se usa control contra falla de flama, todos los interruptores límite se deben conectar en serie con la bobina de la válvula de seguridad. La presión del aire, vapor, combustible, etc., puede ser convertida a una

señal eléctrica por medio de fuelles, tubos Bourdon o diafragmas, que a su vez accionan interruptores.

Debido a que una válvula de seguridad efectúa la acción final al detectarse un problema en el sistema de seguridad, una fuga o falla de tal válvula es extremadamente peligrosa; por esta razón, en quemadores de gran capacidad, frecuentemente se instalan dos válvulas de seguridad en serie, y en el espacio entre ellas, una válvula solenoide normalmente abierta para venteo. Además se debe hacer una revisión periódica para prueba de fugas.

Sistema de supervisión con válvulas.- Cuando en un horno ocurre una explosión, ésta frecuentemente sucede durante el encendido debido a que alguien descuidadamente dejó abierta una válvula del quemador o de los quemadores permitiendo que el horno se llene con combustible tan pronto como se abre la válvula principal de gas.

Para prevenir tales explosiones se usa una válvula especial en cada quemador (Fig. 6.36). Esta válvula está barrenada con un pequeño pasaje secundario localizado de modo tal que sólo está abierta si el paso principal está cerrado. Una línea de verificación de presión se conecta a través del paso secundario de todas las válvulas para que así un interruptor de presión conectado en un extremo de la línea no pueda cerrar el circuito hacia la válvula de seguridad sino hasta que todas las válvulas macho estén cerradas. Si el operador se da cuenta de que no puede abrir la válvula de seguridad porque una válvula se quedó abierta,

él no solamente debe cerrar la válvula mencionada sino que debe purgar el horno antes de encender los quemadores.

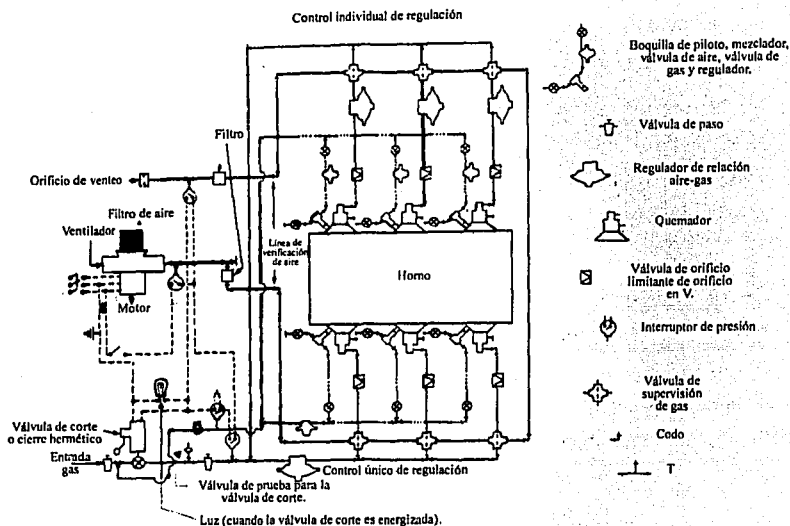


Figura 6.36.- Esquema de tubería y cableado para un sistema de supervisión con válvulas de encendido con piloto.
Tomada de la referencia (22)

Un sistema de supervisión con válvulas no es sustituto de un sistema de supervisión de flama. Conforme los sistemas de monitoreo de flama sean más usados, estos reemplazarán a los sistemas de supervisión con válvulas.

Equipos de monitoreo de flama.- Un detector de flama adecuado requiere de un sensor que responda a alguna propiedad de la combustión. Se han usado varias técnicas para la detección de la flama. Algunas son las siguientes:

Unos equipos utilizan el calor producido por la flama. El equipo utilizado incluye elementos bimetálicos, sistemas de bulbo y capilar y termopares. Estos métodos requieren un sistema de enfriamiento para detectar la ausencia de la flama. Los elementos de respuesta a la temperatura reaccionan en el rango de minutos. Estos equipos están limitados en aplicaciones de baja capacidad.

La combustión produce luz la cual puede ser usada para activar detectores fotosensitivos. Las fotoceldas de sulfuro de cadmio raramente son usadas ya que son fácilmente "engañadas" por otras fuentes de luz al de la flama. Las celdas de sulfuro de plomo (infrarrojas) son usadas para detectar las fluctuaciones o frecuencias de un flama.

Una varilla o electrodo de flama cuenta con la habilidad que tienen los gases ionizados de la combustión para inducir una corriente. La localización correcta de la varilla es esencial para una operación segura y confiable. La varilla debe localizarse en la intersección del piloto y la flama principal y no debe localizarse encima y/o paralela al piloto. La flama puede entonces inducir la corriente entre la varilla y una tierra. La tierra, usualmente el cuerpo del quemador, debe tener por lo menos un área cuatro veces mayor al área de la porción inmersa de la varilla detectora. Los electrodos de flama son usados únicamente para flamas de

gas y usualmente en pequeñas instalaciones. Debe tenerse cuidado de mantener el electrodo y su aislante de porcelana limpio y seco, y que al instalarse no contacte tierra. Una temperatura excesiva en el electrodo puede deformarlo.

Los tubos detectores de luz ultravioleta son sensibles a este tipo de radiación emitida por todas las flamas en pequeñas cantidades. Son completamente insensibles a la radiación visible o infrarroja, por lo que no pueden ser engañados por la radiación de un refractario caliente. Cuando la radiación ultravioleta choca sobre el cátodo dentro del tubo detector, los electrones comienzan a fluir hacia el ánodo, ionizando el gas dentro del mismo de tal modo que conduce una corriente mientras se aplique un voltaje a las terminales.

Los productos de la combustión y el vapor de agua son opacos a la radiación ultravioleta, por lo que estos equipos deben ser colocados viendo hacia la raíz de la flama; en el caso de que se use vapor para la atomización se requiere de un posicionamiento especial. De todas maneras, esto asegura una discriminación de los quemadores adyacentes y opuestos. El arco de una bujía de ignición emite mucha radiación ultravioleta, por lo que el detector no debe ver el ignitor salvo que éste sea interrumpido. Todos los lentes a través de los cuales mira el detector ultravioleta, deben ser hechos de un vidrio transmisor de luz ultravioleta como el cuarzo fundido.

Pilotos y encendidos eléctricos directos.- Los pilotos e ignitores eléctricos deben estar rígidamente colocados de modo que la flama del

piloto o el arco de ignición intersecten la flama principal y puedan encenderla, ya sea que la corriente de alimentación a través del quemador esté a fuego alto o fuego bajo, y a cualquier relación de aire-combustible esperada. Similarmente, el equipo de monitoreo de flama debe colocarse de tal modo que pueda detectar la presencia de un piloto y/o la flama principal a cualquier relación de aire-combustible esperada y en todo el rango de operación del quemador.

Usualmente es más seguro y más práctico programar los quemadores (particularmente quemadores grandes) para encender a fuego bajo. Todos los quemadores modernos están diseñados con pilotos y sostenedores de monitoreo de flama ya ensamblados que han sido colocados y probados satisfactoriamente.

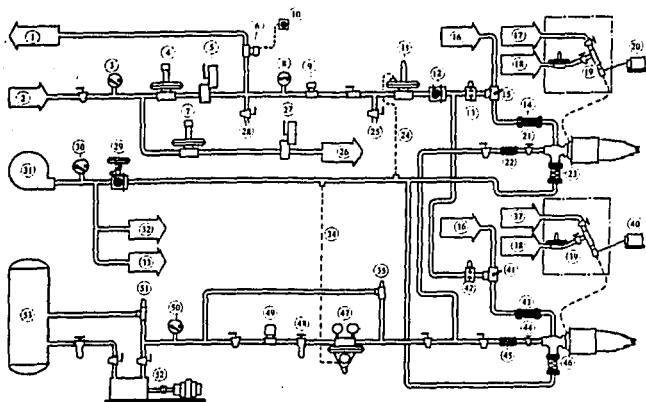
Los pilotos interrumpidos son apagados después del período programado para el intento de ignición, ya sea que la flama principal se haya o no establecido. Se recomiendan estos pilotos sobre los otros tipos de pilotos existentes (los cuales continúan encendidos después de que la flama principal se ha establecido). Si algo saliera mal, causando el apagado de la flama principal, el piloto constante le dirá al monitor de flama que aún detecta flama y se mantendrá la válvula de combustible abierta, llenando la cámara con una mezcla de aire-combustible potencialmente explosiva. Las mirillas de observación deben mantenerse limpias y ser usadas para una vigilancia frecuente de la flama en todo el horno.

Sistemas de supervisión de quemadores.- Los sistemas de supervisión de quemadores tienen por funciones encender el o los quemadores dependiendo de las señales del monitor de flama, de los interruptores de límites de control y del controlador de entrada; aseguran un arranque correcto con una adecuada secuencia checando sus propios componentes antes de cada arranque; checan la presencia de una adecuada fuente de ignición; monitorean la flama principal durante la operación; cortan el suministro de combustible al o los quemadores con una secuencia adecuada si se presenta alguna condición insegura.

Los sistemas de supervisión consisten en uno o más monitores de flama y circuitos de control que realizan las siguientes funciones. Durante el encendido sensan la presencia de la flama del piloto en un lugar donde el piloto encenderá confiablemente la flama principal antes de permitir a la válvula de corte principal ser energizada y abierta. Después del encendido de la flama principal es recomendable que el sistema corte la flama del piloto y monitoree únicamente la flama principal. En el caso de un fallo de flama, el circuito corta todo el combustible. Algunos sistemas requieren la atención del operador para algunas funciones; otros sistemas más completos llevan a cabo funciones adicionales como pre-purga, post-purga y reencendido automático sin la asistencia del operador.

La Figura 6.37 es un sistema de quemadores duales con un arreglo típico de interruptores de límites de operación y válvulas.

Figura 6.37.- Esquema típico de un sistema de quemadores duales
Tomada de la referencia (15)



- | | | |
|----------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| 1 Viento a la atmósfera | 14 Sistema piloto | 17 Aire piloto |
| 2 Gas principal | 25 Transformador ignición | 18 Gas piloto |
| 3 Interruptor baja presión | 31 Válvula limitante aceite | 19 Sistema piloto |
| 4 Regulador reductor | 32 Conexión flexible | 20 Transformador ignición |
| 5 Válvula corte principal de gas | 33 Conexión flexible | 21 Válvula tres vías |
| 6 Válvula venteo | 34 Línea impulso aire | 22 Orificio limitante de gas |
| 7 Regulador reductor | 35 Válvula prueba | 23 Conexión flexible |
| 8 Interruptor alta presión | 36 Gas piloto | 24 Válvula limitante de aceite |
| 9 Válvula bloqueo | 37 Válvula corte gas piloto | 25 Conexión flexible |
| 10 Botón de prueba de fuga | 38 Válvula prueba | 26 Conexión flexible |
| 11 Regulador proporcional de gas | 39 Válvula mariposa c/motor | 27 Regulador relación aire-aceite |
| 12 Válvula relación aire-gas | 40 Interruptor aire baja presión | 28 Filtro |
| 13 Orificio limitante gas | 41 Ventilador aire combustión | 29 Válvula principal aceite |
| 14 Conexión flexible | 42 Aire atomización | 30 Interruptor baja presión aceite |
| 15 Válvula tres vías | 43 Aire piloto | 31 Válvula de alivio presión aceite |
| 16 Aire atomización | 44 Línea impulso aire | 32 Bomba aceite |
| 17 Aire piloto | 45 Válvula alivio expansión térmica | 33 Tanque aceite |
| 18 Gas piloto | 46 Aire atomización | |

Los sistemas de supervisión de flama aprobados tienen un tiempo de respuesta a un fallo de flama no mayor a cuatro segundos.

Un sistema de supervisión típico incluye la siguiente secuencia de encendido:

1. Prueba el flujo de aire; checa que la presión del aire y del combustible estén dentro de los límites.
2. Purga la cámara de combustión y chimenea con un mínimo de cuatro cambios completos de aire.
3. Energiza (abre) la (s) solenoide de piloto y la fuente de ignición eléctrica.
4. Prueba la flama del piloto. El piloto debe establecerse y probarse dentro de 15 segundos o el sistema de supervisión desenergizará la válvula del piloto y la fuente de ignición y entonces se requerirá de reestablecimiento para que el reciclamiento sea posible.
5. Energiza el circuito para permitir la abertura de la válvula (o válvulas) de cierre hermético y cierra automáticamente la válvula de venteo en el caso de un arreglo con doble bloqueo.

6. En el espacio de 15 segundos después de que comienza el flujo de combustible, la válvula del piloto debe desenergizarse para interrumpirlo.
7. Desenergiza en caso de pérdida de flama.
8. Desenergiza en caso de pérdida de corriente.
9. Monitorea el (o los) quemador (es).
10. Monitorea presiones y temperaturas críticas.

El uso de sistemas de supervisión de quemadores se recomienda fuertemente en cada quemador de un horno, *boiler*, calentador, etc., cuando este trabaje abajo de 1400° F (760° C). Aún cuando dicha cámara de combustión sea normalmente operada por encima de 1400° F, debe recordarse que no existe esta temperatura durante el arranque y calentamiento, los cuales son momentos particularmente peligrosos. Una temperatura de 1400° F o más, es un nivel en el cual, en caso de un fallo de flama, la mezcla sería re-encendida por el interior del horno antes de que pueda ocurrir una acumulación peligrosa. En las instalaciones donde se corren continuamente largos periodos de operación por encima de 1400° F, es recomendable remover o desconectar el equipo de supervisión después de que el horno ha alcanzado esta temperatura.

Para instalaciones donde hay varios quemadores y en donde el corte de más de uno de ellos podría arriesgar una pérdida costosa, es

necesario una operación independiente de cada quemador. Tales sistemas proveen supervisión de flama separada y una válvula de corte para cada quemador; de esta forma, la falla de un quemador no cortará otros quemadores en la zona.

La necesidad de los sistemas de supervisión ha sido firmemente establecida por la experiencia. Existe una continua renuencia a los controles de seguridad debido a las posibles molestias o incomodidades que pueden ocasionar. Con una instalación y mantenimiento adecuado, los modernos sistemas son confiables y simples de operar. Una explosión puede ocasionar extensos daños a la propiedad, lesiones al personal e interrupciones en la operación. Muchas compañías no pueden recuperarse de una interrupción como resultado de una explosión. Por esto, es imperativo tomar en cuenta todas las precauciones disponibles para prevenir un riesgo potencial.

XIV. Instalación del quemador.

Losa refractaria.- Uno de los mayores problemas con la ruptura de los quemadores y hornos son causados debido a la expansión de los refractarios y a la fuga de los gases calientes alrededor del montaje del quemador y en el espacio entre la coraza del horno y el refractario. Las Figuras 6.38 y 6.39 ilustran los problemas típicos con las losas refractarias. Las juntas de expansión son particularmente importantes en paredes refractarias altas con los quemadores en lo alto. Las Figuras 6.40 y 6.41 sugieren los detalles de construcción para evitar daños a las losas de los quemadores. Las losas de los quemadores no deben soportar

directamente el refractario del horno por encima de ellas; en vez de ello deben usarse losas o arcos de soporte que sostengan a los quemadores y sus losas.

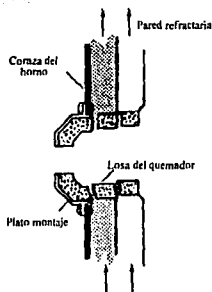


Figura 6.38.- Ruptura de una losa por deslizamiento debido a la expansión desigual del refractario y la coraza y expansión desigual entre las capas del refractario. Las juntas de expansión en el ladrillo refractario y las matrices alrededor de la losa puede prevenir esto. Tomada de la referencia (22)

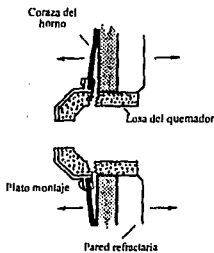
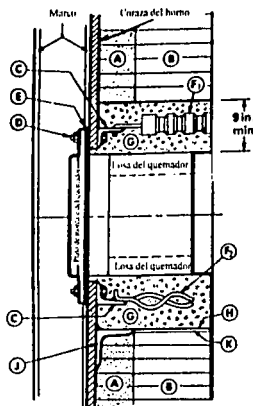


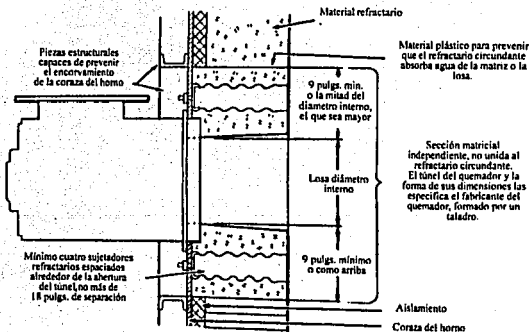
Figura 6.39.- Ruptura de una losa por tensión como resultado del encorvamiento de la coraza o del enladrillado. Se puede evitar esto usando corazas más rígidas y construcciones reforzadas. Usar matrices de alta temperatura para evitar el flujo de gases calientes hacia la coraza. Tomada de la referencia (22)

Figura 6.40.- Método recomendado para la instalación de la losa de un quemador
Tomada de la referencia (22)



- A.- Refractario o bloque de aislamiento
- B.- Refractario de alta temperatura. Todo el refractario debe estar firmemente pegado a la coraza del horno. Deben instalarse juntas de expansión verticales y horizontales alrededor del refractario para evitar que se ejerza una presión sobre la losa del quemador.
- C.- Angulos horizontales, soldados a la coraza del horno, extendiéndose de marco a marco. Angulos verticales también deben soldarse a la coraza del horno en cualquier lado del quemador.
- D.- Tornillos de montaje del quemador, cabezas soldadas en el lugar.
- E.- Empaque, debe usarse para proveer un mejor sellado entre el plato de montaje del quemador y la coraza del horno.
- F₁ y F₂.- Sujetadores.
- G.- Refractario moldeable. 9 pulgs. mínimo de espesor o la mitad del diametro externo de la losa, el que sea mayor. Refractario empaquetado puede ser una alternativa, pero los sujetadores deberán ser de tipo refractario.
- H.- Material a prueba de agua para evitar que el refractario de alrededor absorba agua del refractario moldeable. Se sugieren materiales plásticos.
- J.- Angulo de soporte. Este y la junta de expansión K previene la tensión vertical sobre la losa del quemador. Esta construcción es especialmente útil cuando los quemadores están localizados en lo alto de una pared.
- K.- Junta de expansión, densamente empaquetada con lana refractaria.

Figura 6.41.- Instalación del refractario sugerido alrededor de quemadores grandes sin losa.
Deben proveerse juntas de expansión en el refractario circundante para evitar tensión sobre la sección matricial.
Tomada de la referencia (22)



Los quemadores de bajo peso pueden ser soportados por sus propias losas, pero la tubería del quemador debe estar soportada independientemente. En paredes delgadas o de materiales ligeros se pueden usar soportes de metal resistente al calor que rodeen la losa (Fig. 6.42). Debe usarse fibra cerámica empacada apretadamente alrededor de la losa del quemador para evitar fuga de gases calientes. Se recomienda un reempacado periódico después de operar debido a que la fibra cerámica se contrae. Un buen lema a recordar cuando se instalen quemadores con losa refractaria es: tratar la losa delicadamente, soportarla, empacarla bien, evitar esfuerzos o tensiones.

Al diseñarse los hornos con material refractario deberán agregarse sellos contra gases y aislamiento adecuado. La Figura 6.43 muestra una infiltración de gas caliente dentro de la pared del horno pudiendo dañar el material refractario, el aislamiento, o la coraza del horno. Se debe dejar un margen para la expansión (juntas de expansión). Con frecuencia debe usarse acero estructural para limitar el movimiento de los materiales refractarios.

Mirillas de observación.- Las mirillas de observación en los quemadores y pilotos son útiles y deben mantenerse limpias, pero además deben instalarse mirillas adicionales y grandes en las paredes, (a) para permitir una visión clara de la flama principal en un lugar donde pueda alcanzarse la válvula de ajuste, y (b) para permitir la observación dentro de la losa para diagnosticar posibles problemas.

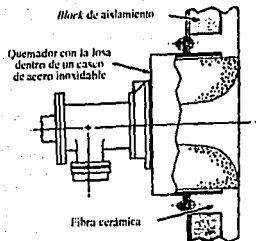


Figura 6.42.-Método recomendado para la instalación de un quemador en una pared de fibra cerámica
Tomada de la referencia (22)

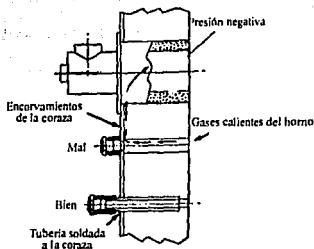


Figura 6.43.- Instalación de la mirilla de observación

Es importante el diseño de las mirillas de observación que están cerca del quemador cuando se trabaja con presión negativa dentro de la losa.

Tomada de la referencia (22)

Tubería del quemador.- No se debe transmitir ningún peso o esfuerzo al quemador. Las conexiones flexibles minimizan la transmisión de esfuerzo y vibración.

XV. Prácticas generales con tuberías.

Líneas de combustible.- Las tuberías de combustible deben ser de "hierro negro" (acero, no recubierto). El azufre del combustible puede reaccionar con el zinc de la tubería galvanizada y formar un lodo. Se prefiere el hierro maleable y accesorios soldados para reforzar y minimizar la posibilidad de fugas. Los accesorios soldables o las conexiones fabricadas usualmente pueden ser diseñadas para ofrecer una menor resistencia al flujo. No deben usarse juntas soldadas en las líneas de combustible ya que pueden fundirse en caso de incendio. Deben usarse piernas de escurrimiento antes de reguladores, válvulas y quemadores para protegerlos de polvo y agua (a veces se usan para ayudar a soportar las líneas).

Líneas de aire.- Las líneas de aire pueden ser casi de cualquier material siempre que sea limpio, hermético al aire y suficientemente resistente para la presión y temperatura a desarrollar. En ocasiones los hombres caminan sobre las líneas horizontales de aire, por lo que pueden necesitar mayor resistencia estructural. Las líneas deben tener sus propios soportes para evitar esfuerzos sobre quemadores, ventiladores y accesorios.

Cabezales o manifolds.- Para minimizar escurrimientos o goteos en quemadores cuando éstos no están en uso, los cabezales de aceite y vapor deben localizarse por debajo de la línea de centro del quemador. Para sistemas de aceite y sistemas duales, los cabezales de aire y gas deben localizarse arriba de los quemadores, o instalarse de modo que las conexiones de aire y gas queden en la parte superior de los quemadores

para que los líquidos no puedan escurrir dentro de ellos. Similarmente, para quemadores en paredes verticales, el piloto y el equipo de monitoreo de flama deben localizarse arriba de la línea de centro del plato de montaje del quemador.

Para evitar grandes caídas de presión, debe prevenirse una excesiva contracción de las corrientes del fluido conforme entra a tuberías de menor sección transversal. Una distribución de flujo más uniforme se mejora con las sugerencias de la Figura 6.44.

Tubería.- Cuando se usen reducciones en una tubería es preferible usar acoplamientos reductores en lugar de casquillos reductores ya que estos últimos son más o menos propensos a fuga. La caída de presión será menor si se usa el menor número posible de tes y codos. El borde final de toda tubería debe ensancharse y redondearse antes del montaje. Toda tubería debe inspeccionarse y soplearse antes y después del ensamble para evitar taponamiento de válvulas, reguladores y demás equipo.

La Tabla 6.1 muestra los requerimientos de tubería recta que debe haber antes y después de diversos accesorios para un funcionamiento óptimo. Debe evitarse usar accesorios que no sean de tamaños estándares nominales. Al usar conexiones flexibles para minimizar la transferencia de esfuerzo y vibración a otros componentes de la instalación, éstas deben instalarse con una muy pequeña o ninguna curvatura o doblez. El uso de tamaños más grandes de tubería ayuda a minimizar las pérdidas de presión.

Figura 6.44.- Sugerencias en el diseño del alimentador o manifold para una distribución uniforme de flujo y una pérdida de presión mínima.
Tomada de la referencia (22)

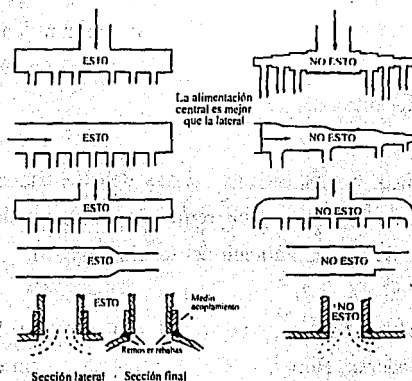


Tabla 6.1.- Requerimientos de tubería recta en la instalación de un tren de válvulas.
Tramos mínimos de tubería recta sin obstrucciones (sin válvulas o accesorios) en diámetros de tubería.
Tomada de la referencia (22)

Localización corriente arriba	Localización corriente abajo	Tramo recto	Razón
Codo o T de suplemento	Ramificación	5D	Igual distribución a todos los ramales corriente abajo
Válvula de control	Ramificación	5D	Igual distribución a todos los ramales corriente abajo.
Cualquier válvula o accesorio	Manómetro	5D	Evitar lecturas falsas debido al flujo desestabilizado.
Válvula de control	Línea de impulso	5D	Evitar una señal falsa al controlador o regulador.
Línea de impulso	Cualquier válvula o accesorio	3D	Evitar una señal falsa al controlador o regulador.
Cualquier válvula o accesorio	Orificio de medición	15D	Una medición exacta requiere de un flujo no distorsionado*
Orificio de medición	Cualquier válvula o accesorio	5D	Una medición exacta requiere de un flujo no distorsionado*
Mezclador	Queimador de premezcla o piloto	5D	Asegurar un buen mezclado, estabilidad de flama.
Alimentador de mezcla	Queimador de premezcla o piloto	5D	Asegurar un buen mezclado, estabilidad de flama.

* El control en lugar de la medición puede no requerir tan severas restricciones.

Deben usarse compuestos lubricantes y sellantes en conexiones roscadas, pero debe tenerse cuidado de no usarlos en exceso de modo que no se rompan pudiendo ocasionar taponamiento de orificios. Además debe considerarse en su selección la temperatura y que no se disuelvan o reaccionen con el fluido.

Uniones, bridas y acoplamientos.- Estos deben instalarse dondequiera que sea necesario para una fácil remoción de quemadores, válvulas o accesorios para limpieza, mantenimiento e inspección.

Accesorios.- Debe tenerse cuidado al especificarse los tamaños de válvulas, reguladores, filtros, y la misma tubería. Es un error seleccionar un tamaño de tubería únicamente en base al tamaño de conexión del accesorio o viceversa. Cada selección debe ser cuidadosamente estudiada en base a los requerimientos de presión y flujo. Es preferible consultar los datos de caída de presión a los fabricantes de los accesorios.

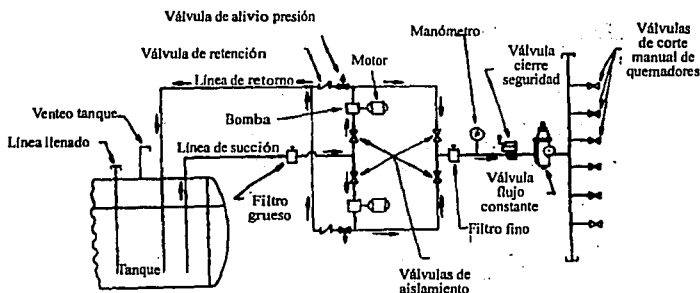
Las válvulas de compuerta y las de orificio tipo rotativo se usarán únicamente como válvulas de corte, no para controlar el flujo. Se deben instalar filtros al principio de toda línea (tanto de aire como de combustible) para evitar taponamientos de accesorios y equipos de control.

XVI. . Sistemas de aceite combustible ligero.

La Figura 6.45 describe un sistema típico de suplemento de aceite ligero para uso en quemadores de baja presión de atomización sin

considerar el control final del quemador. Las observaciones que se indican también se aplican a sistemas de aceites pesados.

Figura 6.45.-Sistema típico de manejo de aceite ligero
Tomada de la referencia (15)



El tanque de suplemento de combustible debe ser de un tamaño adecuado para satisfacer las máximas demandas del sistema y para permitir períodos de tiempo razonable entre cada abastecimiento de combustible con una capacidad extra como reserva de seguridad. Cada tanque debe tener un venteo a la atmósfera y líneas de llenado, retorno y succión. Todas las líneas deben estar cerca de la base del tanque donde las líneas de llenado estén por debajo del nivel de la entrada a la succión. Esto asegura que la línea de llenado esté siempre sellada por el aceite previniendo su acción como venteo. Preferiblemente, la línea del retorno debe estar bien extendida dentro de la base del tanque para evitar la aereación del contenido conforme el combustible retorna al tanque. Generalmente, las líneas de succión deben

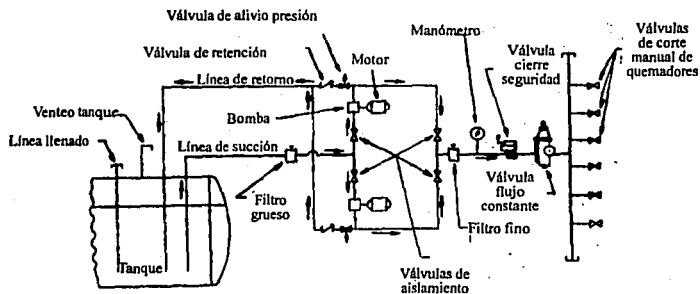
extenderse aproximadamente a un pie de la base del tanque para evitar succionar agua, sedimentos, etc. dentro del sistema. Es imperativo que la línea de succión sea amplia y libre de fugas para eliminar la posibilidad de succión de aire.

La bomba o bombas del sistema deben ser de desplazamiento positivo. Tales unidades son relativamente baratas y tienen buenas características de mantenimiento. La bomba debe tener aproximadamente un 50% más de capacidad que la máxima cantidad a quemar. La presión deberá tomar en cuenta la presión de operación final requerida por el quemador, tomando en cuenta las pérdidas de presión a través de válvulas, reguladores y en la tubería. Las bombas de aceite ligero están diseñadas para fluidos en el rango de viscosidad de 50 a 100 SSU a una temperatura de operación ambiente. Los aceites combustibles normales proveen suficiente acción lubricante para evitar un desgaste excesivo. Es importante que las especificaciones del fabricante relativas a la altura máxima de succión sean observadas con la elevación relativa de la bomba al tanque y el tamaño de la tubería de la línea de succión de tal modo que la cabeza de succión no sea excedida. Una excesiva succión puede causar la vaporización del combustible causando cavitación de la bomba y una posible falla prematura de la misma. A menudo, se usan arreglos con dos bombas para usarse alternadamente para casos de falla de una o para mantenimiento. Cada bomba debe tener un par de válvulas para poder aislarla en caso de reparación.

Del lado de la descarga de la bomba, inmediatamente después de ella, debe instalarse una válvula adecuada de alivio de presión la cual

considerar el control final del quemador. Las observaciones que se indican también se aplican a sistemas de aceites pesados.

Figura 6.45.-Sistema típico de manejo de aceite ligero
Tomada de la referencia (15)



El tanque de suplemento de combustible debe ser de un tamaño adecuado para satisfacer las máximas demandas del sistema y para permitir períodos de tiempo razonable entre cada abastecimiento de combustible con una capacidad extra como reserva de seguridad. Cada tanque debe tener un venteo a la atmósfera y líneas de llenado, retorno y succión. Todas las líneas deben estar cerca de la base del tanque donde las líneas de llenado estén por debajo del nivel de la entrada a la succión. Esto asegura que la línea de llenado esté siempre sellada por el aceite previniendo su acción como venteo. Preferiblemente, la línea del retorno debe estar bien extendida dentro de la base del tanque para evitar la aereación del contenido conforme el combustible retorna al tanque. Generalmente, las líneas de succión deben

extenderse aproximadamente a un pie de la base del tanque para evitar succionar agua, sedimentos, etc. dentro del sistema. Es imperativo que la línea de succión sea amplia y libre de fugas para eliminar la posibilidad de succión de aire.

La bomba o bombas del sistema deben ser de desplazamiento positivo. Tales unidades son relativamente baratas y tienen buenas características de mantenimiento. La bomba debe tener aproximadamente un 50% más de capacidad que la máxima cantidad a quemar. La presión deberá tomar en cuenta la presión de operación final requerida por el quemador, tomando en cuenta las pérdidas de presión a través de válvulas, reguladores y en la tubería. Las bombas de aceite ligero están diseñadas para fluidos en el rango de viscosidad de 50 a 100 SSU a una temperatura de operación ambiente. Los aceites combustibles normales proveen suficiente acción lubricante para evitar un desgaste excesivo. Es importante que las especificaciones del fabricante relativas a la altura máxima de succión sean observadas con la elevación relativa de la bomba al tanque y el tamaño de la tubería de la línea de succión de tal modo que la cabeza de succión no sea excedida. Una excesiva succión puede causar la vaporización del combustible causando cavitación de la bomba y una posible falla prematura de la misma. A menudo, se usan arreglos con dos bombas para usarse alternadamente para casos de falla de una o para mantenimiento. Cada bomba debe tener un par de válvulas para poder aislarla en caso de reparación.

Del lado de la descarga de la bomba, inmediatamente después de ella, debe instalarse una válvula adecuada de alivio de presión la cual

sirve para regular la presión final de salida y para proveer un medio de retorno del exceso de combustible al tanque de almacenamiento. En algunos casos, ésta puede servir para la regulación total del sistema, y si éste es el caso, la válvula de alivio debe dimensionarse adecuadamente y sus características de presión deben ser las apropiadas para mantener una presión relativamente consistente de alivio en todo el rango de flujo. Deben instalarse válvulas de retención o *check* adecuadas después de la válvula de alivio para evitar el regreso del fluido a las bombas.

Los sistemas de aceite ligero típicos generalmente incluyen un filtro grueso antes de la bomba y un filtro fino después de la bomba. Usualmente los filtros son de tipo canasta construidos a base de mallas de alambre o de metal. El tamaño de los filtros deben dimensionarse adecuadamente para evitar caídas de presión excesivas. Lo mismo se aplica con el dimensionamiento de las líneas de tubería. La mayor parte de la presión del sistema debe satisfacer las caídas de presión requeridas para un buen control en quemadores y válvulas. Debe haber suficiente presión disponible para asegurar una distribución consistente de combustible a todos los quemadores. El dimensionamiento de las líneas y componentes generalmente se hace en base a libros de texto y ecuaciones empíricas con respecto a las propiedades del combustible o en conjunto con las recomendaciones del fabricante de los componentes.

Los componentes en el sistema consisten en manómetros, válvulas de cierre hermético (*shut-off*), regulador de presión de combustible y válvulas de cierre individuales para los quemadores. Los manómetros deben instalarse en varios puntos para monitorear las presiones cuando

se requiera. Deben instalarse manómetros en la zona del quemador para verificar la presión disponible del combustible en la zona del horno. Esto es especialmente correcto en líneas largas entre la bomba y el horno donde pueden existir mayores pérdidas en tuberías que las anticipadas. Las válvulas de seguridad deben instalarse lo más cerca posible a los quemadores.

XVII. Sistemas de aceite combustible pesado.

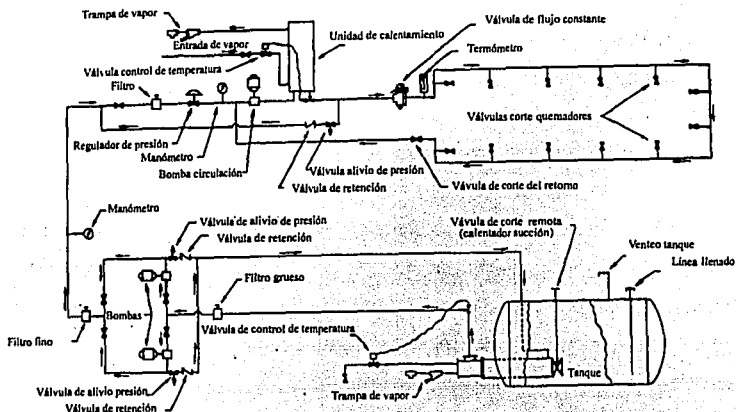
Básicamente, un sistema de aceite combustible pesado consiste en lo mismo que un sistema de aceite ligero con la diferencia de que se requieren componentes adicionales para una adecuada operación. Un sistema de aceite puede tener diferentes diseños con diferentes opciones dentro del sistema dado. La consideración más importante es que el sistema sea diseñado en base a todos los requerimientos de instalación y con cierta flexibilidad en su operación. La Figura 6.46 describe un sistema típico de calentamiento y circulación de aceite pesado. Debido a la viscosidad de los aceites pesados, es necesario: (1) calentar el aceite para poder bombearlo, y, (2) adicionar más calor para calentar el aceite a una temperatura apropiada para la atomización y combustión. Normalmente esto debe hacerse en dos etapas. Un aceite del número 6 de 3000 a 5000 SSU de viscosidad a 100°F requerirá calentarse aproximadamente a 230°F para lograr 100 SSU de viscosidad para poder ser atomizado en quemadores con baja presión de atomización. Si tal calentamiento se le da en un solo paso en el tanque, hay grandes posibilidades de que la bomba cavite debido a la vaporización de los compuestos ligeros del combustible, pudiendo ocasionar esto dificultades

en la operación. Además, el combustible tendría que ser calentado a una mayor temperatura aún que a su temperatura final para tomar en cuenta las pérdidas de calor en la línea entre el tanque y los quemadores. Por esto, el proceso suele dividirse en dos etapas, siendo la primera el calentamiento solo para asegurar un bombeo adecuado; luego se provee calor adicional cerca de la zona de los quemadores para así asegurar la correcta temperatura del combustible en ellos.

El tanque de almacenamiento de combustible es esencialmente el mismo que el de un sistema de aceite ligero con la excepción de que está provisto de alguna forma de calentamiento del mismo. En el diagrama, se muestra un calentador externo de succión usando vapor como medio de calentamiento. El calentador generalmente es de configuración de tubos y coraza con el vapor dentro de tubos. Se pueden usar otro tipo de calentadores con diferentes medios de calentamiento, como por ejemplo, calentadores eléctricos completamente sumergidos. Se deben hacer provisiones para permitir aislar el calentador del tanque y permitir extraer el haz de tubos para mantenimiento. En el caso de calentadores internos deben incorporarse entradas para el hombre para permitir la extracción del calentador. El tamaño del calentador depende de la cantidad del flujo y del incremento de temperatura a satisfacer.

La unidad básica de bombeo es esencialmente la misma a un sistema de aceite ligero. La única diferencia radica en que las bombas deben ser diseñadas con engranaje adecuado para manejar combustible de 1000 a 3000 SSU de viscosidad. El control de la temperatura de entrada a la bomba se lleva a cabo a través del uso de una válvula de

Figura 6.46.- Sistema típico de calentamiento y manejo de aceite pesado.
Tomada de la referencia (15)



control eléctrica o de vapor la cual sensa la temperatura que va a la unidad de bombeo. El exceso de flujo es de nuevo manejado por válvulas de alivio de presión que retornan el combustible al tanque o al calentador. Para lograr la viscosidad de bombeo se requiere que la temperatura del aceite en la región entre el tanque y la bomba sea aproximadamente 140°F. Esto asegura que el combustible no se vaporice evitando la cavitación de la bomba.

Una vez que el combustible deja la unidad de bombeo, se mueve a otra unidad de manejo del mismo en donde es calentado hasta una temperatura adecuada para su atomización. Una vez más, el calentamiento en esta unidad puede ser ya sea con vapor o electricidad. La bomba de circulación debe dimensionarse con una capacidad mayor a

la máxima demanda de los quemadores. El exceso de combustible se recircula en un punto antes de la bomba de circulación. Debe existir un control de temperatura que asegure un nivel de temperatura consistente en toda esta segunda unidad de manejo y calentamiento del combustible hacia los quemadores: En el caso particular que se muestra en el diagrama, el cabezal retorna a un punto arriba de la bomba de circulación. Este arreglo tiende a minimizar la cantidad de calor aplicada al combustible manteniéndolo a una temperatura mínima para una operación satisfactoria por el máximo período de tiempo. Esto resulta en menores costos y disminuye la tendencia a vaporizarse de los componentes ligeros del combustible.

Obviamente, deben instalarse medidores de temperatura y presión en varios puntos del sistema para monitorearlo y mantenerlo bajo control. Además, toda la tubería desde el tanque hasta el horno, debe estar aislada y calentada eléctricamente o con vapor. Esto asegura pérdidas de calor mínimas a través de los circuitos y temperaturas adecuadas en todos los puntos. Un aislamiento adecuado asegurará que la pérdida de temperatura en el circuito final no sea mayor de 10 a 15°F.

En ambos circuitos de aceite pesado y ligero, deben hacerse provisiones para proteger al sistema de la expansión térmica, particularmente en sistemas de extremos cerrados. Equipos de protección, como válvulas de alivio térmico o fuelles de expansión, deben proveerse para asegurar que no se dañen otros componentes. Como guía general, los reguladores y otros equipos operados por

diafragma generalmente deben liberarse de la presión durante los periodos que no estén en uso.

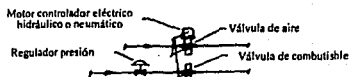
XVIII. Sistemas de control de relación aire-combustible.

Los sistemas de control de la relación aire-combustible deben agregarse al sistema básico de suplemento de combustible para asegurar que, (1) se va a proveer la cantidad adecuada de combustible en función de una variable del proceso, y (2) va a existir una correcta relación entre el aire de combustión, agente de atomización y combustible para una adecuada combustión. Los siguientes sistemas de control son los más típicos y han recibido uso general en aplicaciones industriales (ver también en este capítulo "Control de la relación aire-combustible").

Sistema de válvulas unidas o válvulas tandem.- La Figura 6.47 muestra una configuración de válvulas *tandem* donde la válvula de control de aire de combustión y la válvula de suplemento de combustible están unidas a un operador de control común. Para un control consistente de la relación aire-combustible a través de todo el rango de operación, las válvulas seleccionadas deben tener las mismas curvas características de flujo para un diferencial de presión seleccionado. Cuando esta condición se cumple, el control de la relación es consistente.

Los sistemas de éste tipo pueden ajustarse cambiando el radio efectivo del brazo del controlador. Por medio del ajuste del brazo, se puede seleccionar un movimiento angular específico para darle al sistema una relación exacta, inducir intencionalmente una mezcla parcial

Figura 6.47.- Sistema de control por válvulas tandem
Tomada de la referencia (15)

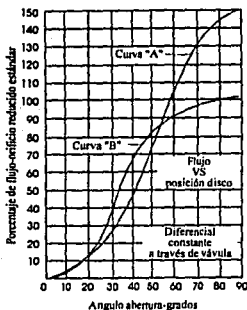


Ensamble típico de válvula tandem aire-combustible

Nota: El radio del brazo de unión es ajustable

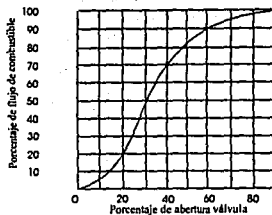
VALVULA MARIPOSA AIRE

Curva característica de flujo
Curva "A" orificio reducido
especial. Curva "B" orificio
reducción estándar. Iguales
áreas de orificio



VALVULA DE COMBUSTIBLE

Curva característica de flujo
a través de la válvula de
combustible a un diferencial
de presión constante.

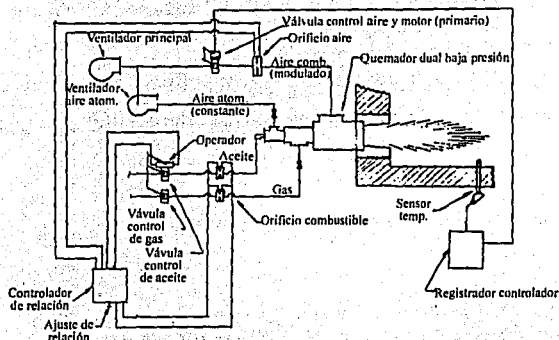


específica, o bien, para corregir dos válvulas con diferentes características de flujo para obtener un buen control de la relación aire-combustible en todo el rango de operación. Una vez que los sistemas están propiamente ajustados, la operación subsecuente es satisfactoria. Generalmente, los sistemas pueden perder su ajuste debido a la vibración o por falta de lubricación en el varillaje. Una consideración crítica que

debe tomarse en cuenta cuando se seleccionen las válvulas es el hecho de que el flujo real a través de cada una de las válvulas es función no solo de la abertura de la válvula sino que también del diferencial de presión a través de ella; debido a esto, todos los quemadores deben operar. Los quemadores que se saquen del circuito causarán un cambio en la relación aire-combustible debido a la contrapresión en los quemadores remanentes.

Sistema de control volumétrico.- Este tipo de sistema se representa en la Figura 6.48. Esencialmente, el sistema consiste en tomar ya sea el aire de combustión o el combustible como variable primaria de proceso, la cual es controlada a través de la salida de una variable de proceso como la temperatura del horno. El flujo de la variable controlada (primaria) es entonces transmitida a un equipo de control de la relación aire-combustible el cual retransmite una señal a la variable de proceso correspondiente (esclavo) causando una respuesta del fluido secundario a la cantidad de flujo de fluido primario. Generalmente, la relación aire-combustible puede ajustarse por medio de un equipo en el cual se puede introducir una desviación intencional en el proceso. Tal desviación puede ser operada en una relación estequiométrica rica en combustible a fuego bajo para consumir el oxígeno del horno infiltrado. Tales sistemas son apropiados para toda una zona de control ya que la zona entera puede ser rápidamente cambiada en su relación aire-combustible por medio de un ajuste del equipo de control. Los quemadores individuales pueden dejar de operar manteniéndose la relación correcta en los demás quemadores.

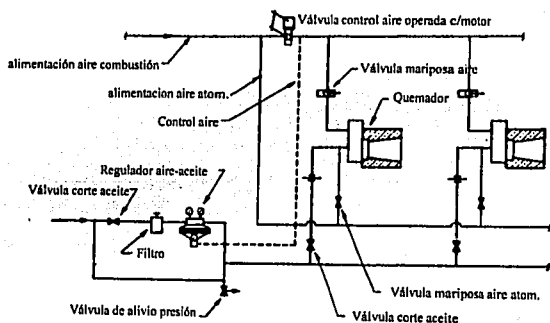
Figura 6.48.- Sistema de control volumétrico
Tomada de la referencia (15)₄



Sistema de control por balance de presión. - Este sistema de control, mostrado en la Figura 6.49, incluye un regulador de la relación aire-combustible. La presión de salida del regulador es proporcional a la presión corriente abajo de la válvula de control del aire. Consecuentemente, la relación de aire-combustible puede establecerse y mantenerse a lo largo de todo el rango de operación. Este sistema puede aplicarse a un solo quemador o zonas de quemadores, y si el regulador está adecuadamente dimensionado con respecto a su capacidad, resulta una excelente función de control. En el caso de los reguladores de aceite, se deben tomar consideraciones en el diseño del sistema para mantener el regulador al mismo nivel o a una distancia no mayor de 12 pulgadas por abajo del nivel de los quemadores a controlar. Si esto no es tomado en cuenta, puede establecerse una cabeza de presión en el quemador el cual anulará la función de control. Si el regulador fuera instalado por encima

de los quemadores, la mezcla tendería a ser rica en combustible en todo el rango de operación. Debido a la cabeza de presión como función de la elevación, la presión y el flujo de aceite no seguirán la señal de impulso proporcional del aire. El regulador de aire-aceite debe tener adecuadas características multiplicadoras de la línea de impulso del aire (pulgadas columna de agua u OSIG) a la salida del aceite (PSIG) para ajustarse al rango de operación del sistema.

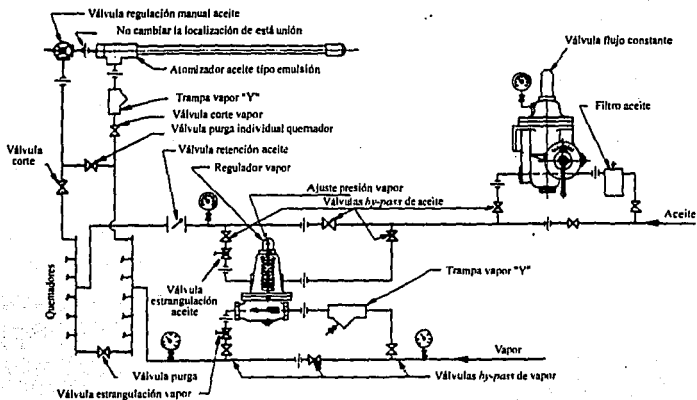
Figura 6.49.- Sistema de control por balance de presión
Tomada de la referencia (15)



Sistema de control con válvula de flujo constante.- En cualquier sistema de control donde una válvula es usada para regular el flujo, el máximo diferencial de presión a través de la válvula existirá a condiciones de flujo bajo, mientras que el mínimo diferencial de presión disponible existirá a flujo alto. La cantidad de flujo siendo controlado por la válvula es función tanto de la apertura relativa de la válvula (área efectiva de

control) como del diferencial de presión a lo largo de la misma. La Figura 6.50 muestra un sistema de válvula de flujo constante en donde la construcción de la válvula de control de flujo es tal que se mantiene un diferencial constante a través del orificio de flujo sin importar las variaciones en la presión corriente arriba o corriente abajo. Esto provee un flujo consistente debido a que el flujo es función directa únicamente de la posición de la válvula. Estos sistemas son satisfactorios cuando se aplican en aceites pesados y sucios ya que la cantidad de flujo puede ser mantenida sin importar el taponamiento o restricción parcial del sistema mientras haya suficiente presión disponible para satisfacer el mínimo diferencial de control a través de la válvula de flujo constante.

Figura 6.50.- Sistema de control con válvula de flujo constante
Tomada de la referencia (15)



Se puede observar también en la figura un regulador de vapor-aceite el cual es usado para proporcionar el vapor en un atomizador de alta presión. Este equipo es relativamente común en equipos de emulsión de alta presión y básicamente su operación es paralela a un sistema de regulación por balance de presión, previamente descrito en este capítulo. En este caso, el aceite es el fluido primario el cual regula el vapor para una correcta atomización. Se puede introducir una desviación en la relación aire-combustible del sistema a través de un resorte de ajuste.

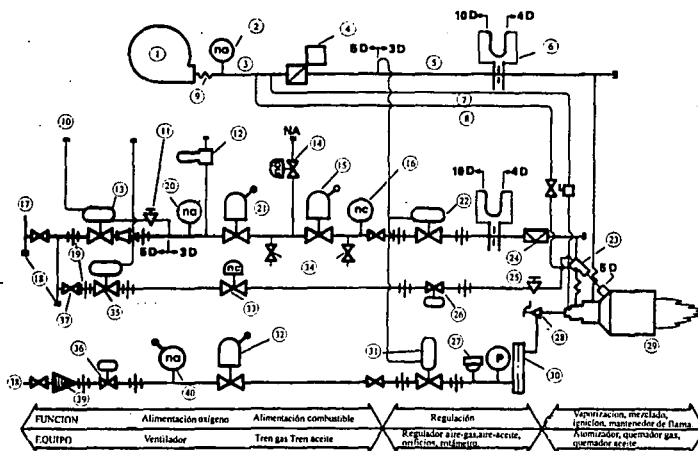
XIX. Sistemas de orificios de balance y medición.

Usualmente es deseable operar todos los quemadores en una zona a la misma capacidad para producir una temperatura uniforme en toda la zona. Un método confiable para asegurar un flujo igual en todos los quemadores de la zona consiste en un barato pero preciso orificio en la línea de gas de cada quemador con toma de presión y un manómetro portátil para medir la caída de presión a través del orificio. Los platos del orificio están calibrados, por lo que la caída de presión le dice al operador el flujo real en cada quemador. Una válvula de orificio limitante en la línea de combustible puede ser ajustada hasta que el manómetro indique igual flujo en todos los quemadores.

Orificios similares de medición, pero más grandes, pueden ser instalados en la línea de aire de cada quemador con el mismo propósito.

Para aceites destilados de viscosidad constante, pueden usarse rotámetros para desempeñar la misma función (Fig. 6.51)

Figura 6.51.- Diagrama típico de un sistema de tubería para un quemador dual
Tomada de la referencia (22)



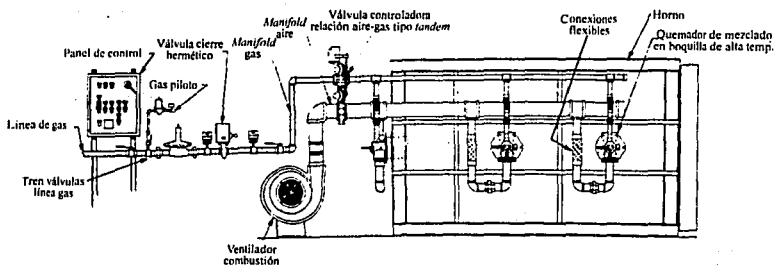
- | | | |
|-----------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| ① Ventilador | ⑩ Uniones | ⑲ Válvulas manuales corte |
| ② Interruptor baja presión aire | ⑪ Interruptor baja presión gas | ⑳ Aceite ligero |
| ③ Aire | ⑫ Válvula cierre gas | ㉑ Malla aceite |
| ④ Válvula control aire automática | ⑬ Reg. rel. aire-gas | ④① Interruptor baja presión aceite |
| ⑤ Aire principal | ⑭ Piloto | |
| ⑥ Orificios de medición | ⑮ Orificio limitante | |
| ⑦ Aire atomización | ⑯ Gas piloto | |
| ⑧ Aire piloto | ⑰ Reg.cero piloto | |
| ⑨ Conexión flexible | ⑱ Cámara expansión aceite | |
| ⑯ Venteo hacia afuera | ⑲ Válvula | |
| ⑪ Válvula aguja p/desahogo | ⑳ Quemador dual | |
| ⑫ Válvula alivio | ㉑ Rotámetro | |
| ⑬ Regulador reductor presión | ㉒ Reg. rel. aire-aceite | |
| ⑭ Válvula venteo N.A. | ㉓ Válvula cierre aceite | |
| ⑮ Válvula cierre bloqueo | ㉔ Válvula solenoide piloto | |
| ⑯ Interruptor alta presión de gas | ㉕ Llave prueba fuga | |
| ⑰ Gas | ㉖ Regulador reductor presión piloto | |
| ⑱ Pierna goteo | ㉗ Regulador presión aceite | |

El sistema de orificio de medición tiene algunas ventajas además de que es preciso. Provee de una medición real del combustible consumido; muestra si una relación aire-combustible es rica, pobre o estequiométrica-mente correcta, y hace posible ajustarla en la relación deseada.

XX. Arreglos típicos de tubería.

Las Figuras 6.51, 6.52, 6.53 y 6.54 ilustran arreglos típicos de tubería de diversos sistemas para un número de aplicaciones. Cada uno de estos diagramas representa una de varias posibles maneras en la cual la tubería puede ser arreglada.

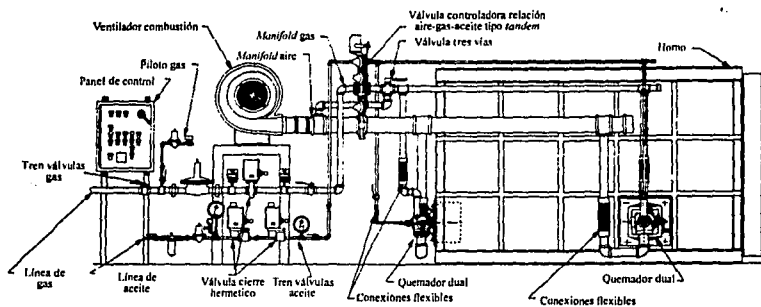
Figura 6.52.- Arreglo típico de un sistema con quemadores de mezclado en boquilla de alta temperatura con control de relación aire-gas tipo tandem.
Tomada de la referencia (20)



Las líneas de aire de atomización y las líneas de aire de piloto deben extraerse de la línea de alimentación de aire en un punto antes de las válvulas de control. Las válvulas de cierre hermético (*shut-off*) deben colocarse donde sea necesario para permitir un aislamiento completo de

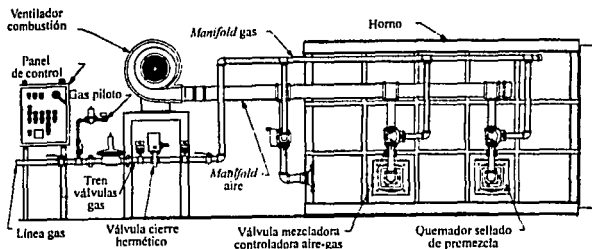
cualquier quemador del resto del sistema. Deben usarse uniones en equipos que requieren mantenimiento periódico para permitir su fácil remoción. Las regulaciones de seguridad, las presiones de alimentación y las capacidades de los equipos determinan el equipo específico a incluirse en los trenes de combustible.

Figura 6.53.- Arreglo típico de un sistema de quemadores duales (gas y aceite). Para propósitos de claridad, la línea de aceite se muestra bajando hacia los quemadores; en las instalaciones reales, la línea de aceite debe ir abajo y subir hacia los quemadores
Tomada de la referencia (20)



El número de quemadores alimentados por un solo sistema de control de relación aire-combustible depende de la longitud de la tubería, de las capacidades relativas y de los costos del equipo y tubería. Cuando existen tramos largos de tubería, puede ser más económico el uso de varios reguladores de aire-combustible, pero cuando existen varios quemadores que están cerca uno del otro, puede usarse sólo uno o dos sistemas de regulación. El encendido y el servicio es más fácil con reguladores de aire-combustible individuales.

Figura 6.54.- Arreglo típico de un sistema con quemadores sellados de premezcla. Puede usarse un solo equipo de mezclado y control de la relación aire-gas para alimentar varios quemadores, o pueden usarse equipos de mezclado y control separados para cada unidad o para cada zona de control como se muestra en la figura.
Tomada de la referencia (20)



XXI. Ruido de un sistema de combustión.

El ruido en un sistema de combustión puede provenir de los ventiladores, válvulas, tubería, u otros elementos del sistema. Puede ser originado por el movimiento mecánico de un motor, por impulsores rotativos o superficies vibrando, por el movimiento del fluido, o por incontinuidad del proceso de combustión en la flama. Puede ser amplificado o atenuado por las características acústicas de los alrededores del horno, por la acústica de la tubería, ductos de trabajo, chimeneas o cámaras de control de contaminación. De igual manera, el ruido en un sistema puede ser amortiguado o amplificado por las vibraciones armónicas de la flama (Fig. 6.55) (Ver también "Ruido" de Turboventiladores, capítulo 5, y "Ruido de combustión", en este capítulo).

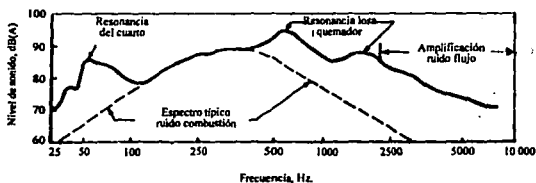


Figura 6.55.- Espectro del ruido de un sistema de combustión, ilustrando la complejidad de la identificación de las fuentes del ruido Tomada de la referencia (22)

La experiencia práctica sugiere los siguientes consejos para abatir el ruido en un sistema de combustión. Entubar la línea de entrada de un ventilador fuera de la habitación, o por lo menos, a un nivel por arriba del oído humano. Usar el equipo en los rangos bajos de operación y volúmenes más grandes de hornos. Instalar quemadores sellados en lugar de quemadores abiertos. Construir el horno con paredes rígidas y pesadas (los recubrimientos con fibra cerámica pueden absorber cierta cantidad de ruido). Seleccionar los quemadores con diámetros internos de losa más grandes y de baja velocidad. Construir equipos absorbedores de ruido entre las fuentes emisoras del ruido y los trabajadores. Cubrir las paredes con materiales absorbedores de ruido para evitar la reverberación. Relocalizar las estaciones de trabajo. Evitar las exposiciones prolongadas al ruido. Usar protectores del oído. Alejar otras operaciones ruidosas para reducir el efecto combinado del ruido.

El determinar el origen o la fuente del ruido no es una tarea sencilla. Las interacciones entre fuentes múltiples de ruido pueden confundir el análisis. Se debe estar preparado para profundizar completamente en el problema, o bien, emplear a expertos en la materia.

CAPITULO 7

CALCULOS TERMICOS PARA DIFERENTES PROCESOS INDUSTRIALES

I. Introducción.

En el presente capítulo se presenta una breve descripción de los procesos industriales más comunes que requieren una operación de calentamiento con equipos de combustión industrial; así como el cálculo térmico para la selección del tamaño y tipo más adecuado de quemadores.

Los cálculos presentados son una buena aproximación de la capacidad calorífica requerida; sin embargo, para sistemas grandes, o donde se requieren estimaciones muy precisas, deberán realizarse estudios y cálculos más completos.

Nota: El factor de corrección F utilizado en los cálculos térmicos de este capítulo, en términos estrictos, se refiere a un factor de corrección por cambios en la gravedad específica del aire, ya sea por altitud o por temperatura (capítulo 5, "Efectos de los cambios en la densidad del aire" y "Selección del ventilador"). Debido a que en la mayoría de los casos la corrección es sólo por altitud, al factor F en éste capítulo se le denotará factor por altitud.

II. Calentamiento de líquidos.

Alternativas para el calentamiento de líquidos.- El calentamiento de un tanque o una tina de almacenamiento de líquidos se puede lograr usando quemadores por debajo de la instalación. Normalmente éstos son sistemas sencillos, de bajo costo de adquisición e instalación (Fig. 7.1),

pero presenta limitaciones; la eficiencia térmica generalmente no es mayor de 40 o 50% (y en instalaciones sin cámara de combustión, es aún menor) debido principalmente a que los gases de combustión disipan gran proporción de su calor al medio ambiente, lo cual hace a este sistema muy costoso operacionalmente para tanques grandes, restringiéndose este tipo de calentamiento a tanques pequeños donde se requieren bajas capacidades caloríficas.

El líquido a calentar por este método no debe tender a formar lodos que se depositen en el fondo del tanque. El lodo actúa como un aislante, disminuyendo la transferencia de calor desde la pared del tanque al líquido, teniendo como consecuencia el sobrecalentamiento del fondo del tanque y el temprano reemplazo del mismo.

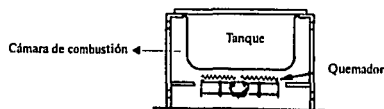


Figura 7.1.- Calentamiento de un tanque por abajo
Tomada de la referencia (20)

El calentamiento con tubo de inmersión es muy popular. Consiste en quemar gas dentro de un tubo sumergido en un líquido y transferir el calor liberado a través de la pared del tubo hacia el líquido que lo rodea (Fig. 6.9B). La principal resistencia a la libre transferencia de calor desde el quemador hasta el líquido no es propiamente la pared del tubo, sino las películas de gas y líquido que se forman tanto en el interior como en el exterior del tubo (ver capítulo 4 "Velocidad y Turbulencia").

Generalmente se logran eficiencias de transferencia de calor entre un 60 y 70%. Se puede aumentar la eficiencia del quemador aumentando la longitud del tubo. El diámetro del tubo de inmersión está en función de la capacidad de diseño del quemador. En estos sistemas por lo general se usan codos de radio largo en los retornos para minimizar la caída de presión; de aquí que se ocupe mucho espacio dentro del tanque. A pesar de todo, los tubos de inmersión son uno de los mejores y más eficaces métodos para calentar líquidos.

El calentamiento directo de un líquido se puede lograr mediante un sistema de combustión sumergido (Fig. 7.2). El sistema sumergido es un método en el cual los productos de combustión entran en contacto directo con el líquido a calentar. La eficiencia térmica es excelente. Los equipos actuales aíslan la flama de la solución, eliminando la posibilidad de interrupción del proceso de combustión. Sea cual fuere el quemador empleado, se debe suministrar suficiente presión para vencer la columna de líquido, así como las caídas de presión en el sistema. Otro obstáculo al utilizar un sistema sumergido es la posible contaminación de la solución. Sin tomar en cuenta las presiones de gas y aire requeridos, la eficiencia térmica del sistema sumergido lo hace económico de operar. Los sistemas sumergidos son compactos y la tubería requerida para distribuir los productos de combustión es menos costosa que un tubo de inmersión convencional para la misma capacidad.

El tubo de inmersión de diámetro interior pequeño y alta velocidad es una alternativa de método de calefacción convencional recientemente desarrollada. El sistema es igual al tubo de inmersión (Fig. 6.9B), pero

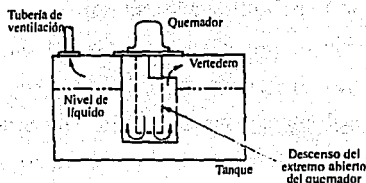


Figura 7.2.- Quemador de combustión sumergido
Tomada de la referencia (23)

con un diámetro de serpentín más pequeño. El sistema ofrece gran eficiencia (hasta 85%) sin las desventajas de los sistemas sumergidos. Los quemadores de mezclado en boquilla son los ideales para el uso de este sistema dada su gran versatilidad. La longitud requerida para dar el mejor funcionamiento sigue siendo larga, pero ocupa menos espacio y son más fáciles de instalar. Ya que estos sistemas ofrecen un rendimiento térmico más alto, se tendrá que tomar en cuenta la formación de condensados y habrá que instalar un drene en el escape del serpentín.

A pesar de que todos los sistemas que hemos presentado aquí son intercambiadores de calor, actualmente se puede conseguir equipo que se asemeje a éstos. Los productos de la combustión circulan alrededor de un conjunto de tubos verticales en donde se lleva a cabo casi toda la transferencia de calor; también se usa una segunda sección de intercambio de calor que consiste en un juego paralelo de placas delgadas para recuperar la mayor cantidad de calor de los productos de la combustión. La solución circula por un sifón termal a través de los

tubos verticales y entre las placas delgadas. El rendimiento térmico es alrededor del 85%. Estas unidades son compactas y se sumergen completamente en la solución; a diferencia de los tubos de inmersión, estos no requieren cortes en las paredes del tanque (Fig. 7.3).

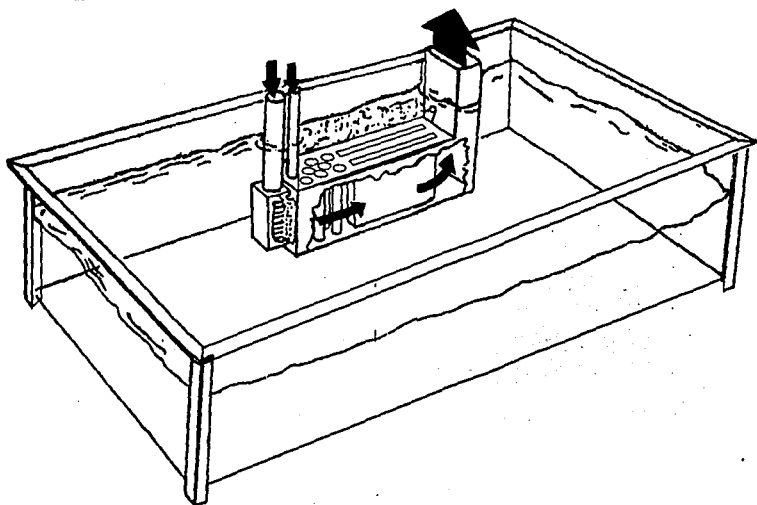


Figura 7.3.- Intercambiador de calor sumergible.
Tomada de la referencia (6)

Existen métodos diferentes para el calentamiento de líquidos, todos según los requisitos. El método más económico se determinará con el precio de adquisición, el costo de instalación y el de operación.

Datos requeridos para el balance de calor.- Los datos requeridos para el balance de calor o cálculo térmico son los siguientes:

1.- Dimensiones del tanque:

1. 1. Alto
1. 2. Ancho
1. 3. Largo
1. 4. Espesor del aislamiento (en caso de existir)
1. 5. Espesor de la lámina

Datos técnicos del acero: Calor específico = 0.14 BTU/lb°F

Peso placa de 1/8" espesor = 5 lb/pie²

Peso placa de 1/4" espesor = 10 lb/pie²

2.- Datos del líquido:

2. 1. Nivel del líquido
2. 2. Volumen del líquido a calentar
2. 3. Tiempo de levantamiento de temperatura

Nótese que el punto 2.2. se puede calcular en base a 2.1.,

1.1., 1.2. y 1.3.

Datos del Agua: Densidad = 62.4 lb/pie³ = 8.3 lb/gal.

Calor Específico = 1 BTU/lb°F

3.- Peso de la carga incluyendo canastas: en unidades de peso por unidad de tiempo, Kg./hr; lb/hr.

4.- Temperatura de operación: Esto es, la temperatura a la que se calentará la solución; °F, °C.

Arreglo de los tubos.- En el caso de instalar un sistema de calentamiento de tubo de inmersión, deberán tomarse en cuenta los siguientes puntos:

1.- Tubos paralelos se deben instalar por lo menos a medio diámetro de separación.

2.- Utilizar de preferencia codos de curvatura de 90°, o empalmes de 180°; evitar hasta donde sea posible el uso de codos sin curvatura. El número máximo de codos está en función del número máximo de pasos recomendables en el arreglo del serpentín para el quemador en cuestión. Este último aparece en el boletín del fabricante.

3.- Los quemadores de inmersión atmosféricos deben contar con una altura de chimenea de 8 pulgadas como mínimo, medido arriba del centro de línea del quemador.

4.- Para los equipos que requieren de un ventilador, el ventilador que se seleccione, además de suministrar la presión adecuada del aire, debe cumplir con el volumen de aire tabulado en el boletín del fabricante del quemador.

5.- La distancia mínima de la pared del tanque al tubo de inmersión debe ser igual a un diámetro. El primer codo debe estar por lo menos a diez diámetros del quemador.

Cálculo de calor requerido.- Para calcular el tamaño del quemador de inmersión para calentar líquidos en tanques, realizar los balances de calor:

- 1.- Uno para el levantamiento de temperatura.
- 2.- Otro para el requerimiento de operación en estado estacionario.

Utilizar la mayor de las dos capacidades calculadas.

1.- Requerimiento de calor para el levantamiento de temperatura:

1. 1. Calor para el agua:

$$\text{BTU/hr} = \frac{(\text{lb de agua}) (\text{gradiente de temperatura, } ^\circ\text{F})}{\text{tiempo de levantamiento, hr.}} \quad [7.1]$$

1. 2. Pérdidas en la superficie, evaporación y radiación:

$$\text{BTU/hr} = (\text{Superficie expuesta}) (\text{pérdidas de calor}) \quad [7.2]$$

(Tab. 7.1)

1. 3. Pérdidas por la pared:

$$\text{BTU/hr} = (\text{Area total de paredes}) (\text{pérdidas por pared}) \quad [7.3]$$

(Tab. 7.1)

1. 4. Calor necesario para calentar el tanque.

$$\text{BTU/hr} = \frac{(\text{Area total de paredes}) (\text{calor almacenado (Tab.7.1)})}{\text{Tiempo de levantamiento, hr.}} \quad [7.4]$$

1. 5. Calor total para el levantamiento = (1.1.)+(1.2.)+(1.3.)+(1.4.)

Tabla 7.1.- Pérdidas de calor en tinas de calentamiento

Tomada de la referencia (9)

Temp. del Líquido, °F	HR BTU/pie ² /Hr	HL BTU / pie ² / Hr				HS BTU / pie ²	
		SIN	1"	2"	3"	1/8"	1/4"
90	130	50	12	6	4	21	42
100	230	70	15	8	6	28	56
110	330	90	19	10	7	35	70
120	470	110	23	12	9	42	84
130	615	135	27	14	10	49	98
140	820	160	31	16	12	56	112
150	1040	180	34	18	13	63	126
160	1310	210	38	21	15	70	140
170	1615	235	42	23	16	77	154
180	2000	260	46	25	17	84	168
190	2450	290	50	27	19	91	182
200	3000	320	53	29	20	98	196
210	3590	360	57	31	22	105	210
220	4420	380	62	33	23	112	224
250	510	510	70	40	25	133	266
275	600	600	81	45	29	151	301
300	705	705	92	51	33	168	336
325	850	850	103	57	36	186	371
350	990	990	114	63	40	203	406
400	1335	1335	138	75	49	238	476
450	1705	1705	162	88	58	273	546
500	2115	2115	178	101	68	308	616
550	2570	2570	204	115	78	343	686
600	3080	3080	232	129	89	378	756

HR.- Pérdidas de calor por la superficie del líquido, hasta 220 F considera las pérdidas por evaporación para soluciones acuosas.

HL.- Pérdidas de calor por las paredes de la tina a diferentes espesores de aislamiento.

HS.- Calor almacenado en la pared de la tina, considerando placas de acero al carbón.

2.- Requerimiento de calor para el estado estacionario:

2. 1. Calor para la carga:

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = \left(\begin{array}{l} \text{Peso de carga procesada} \\ \text{por unidad de tiempo} \end{array} \right) \left(\begin{array}{l} \text{calor} \\ \text{especifico} \end{array} \right) \left(\begin{array}{l} \text{gradiente} \\ \text{temperatura, } ^\circ\text{F.} \end{array} \right) \quad [7.5]$$

El peso de la carga debe incluir las canastas.

2. 2. Pérdidas en la superficie, evaporación y radiación; igual que 1.2.

2. 3. Pérdidas por la pared; igual que 1.3.

2. 4. Calor para el líquido de reposición:

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = \left(\begin{array}{l} \text{lbs. de reposición} \\ \text{por unidad de tiempo} \end{array} \right) \left(\begin{array}{l} \text{gradiente de} \\ \text{temperatura, } ^\circ\text{F.} \end{array} \right) \quad [7.6]$$

$$\begin{aligned} 2. 5. \text{ Calor total para el estado estacionario} &= (2.1) + (2.2) \\ &+ (2.3) + (2.4) \end{aligned}$$

3.- Compare los requerimientos de calor calculados en las etapas (1. 5) y (2. 5). Seleccionar el mayor de los dos. Este es el calor neto o aprovechable que se debe introducir. **CORREGIR POR ALTITUD SI ES NECESARIO.**

$$\text{Calor neto} = (\text{Calor mayor}) 1.15/F \quad [7.7]$$

donde F = factor de corrección por altitud (ver nota en introducción de este capítulo). Para quemadores sellados, F es igual a la densidad relativa del aire a la altitud dada (Tab. 7.2 y 5.7); para quemadores atmosféricos, ver Tab. 3.

Tabla 7.2.- Densidad relativa del aire en diferentes lugares de México.
Tomada de la referencia (6)

CIUDAD	Altitud		Densidad Relativa
	Metros	Pies	
Acámbaro, Gto.	1840.0	6035.0	0.82
Acapulco, Gro.	3.0	9.9	0.997
Aguascalientes, Ags.	1844.0	6179.5	0.7985
Apam, Hgo.	2490.0	8167.0	0.735
Campeche, Camp.	25.0	82.0	0.977
Cd. Carmen, Camp.	3.0	9.9	0.997
Celaya, Gto.	1754.0	5851.5	0.8081
Cd. Juárez, Chih.	1137.0	3729.4	0.8741
Cd. Victoria, Tamps.	536.0	1758.0	0.9300
Colima, Col.	486.0	1594.0	0.9368
Córdoba, Ver.	917.0	3007.0	0.8871
Culliacán, Sin.	40.0	131.0	0.9600
Cuernavaca, Mor.	1538.0	5044.0	0.8258
Chihuahua, Chih.	1412.0	4631.4	0.8396
Chilpancingo, Gro.	1193.0	3913.0	0.8676
Dolores, Hgo. Gto.	1964.0	6441.9	0.7930
Durango, Dgo.	2100.0	6888.0	0.7793
Ensenada, B.C.	13.0	42.6	0.9887
Fresnillo, Zac.	2219.0	7278.3	0.7620
Guadalajara, Jal.	1589.0	5211.9	0.8235
Guanajuato, Gto.	2044.0	6704.3	0.7840
Guaymas, Son.	4.0	13.1	0.996
Hermosillo, Son.	216.0	708.5	0.950
Irapuato, Gto.	1785.0	5854.8	0.8000
Jalapa, Ver.	1399.0	4588.7	0.8390
La paz, B.C.	18.0	59.0	0.988
Manzanillo, Col.	8.0	26.2	0.995
Mérida, Yuc.	8.0	26.2	0.995
México, D.F.	2277.0	7304.5	0.772
Monterrey, N.L.	705.0	2312.4	0.9230
Morelia, Mich.	1950.0	6396.0	0.7930
Nueva Rosita, Coah.	430.0	1410.4	0.9360
Oaxaca, Oax.	1546.0	5070.8	0.8298
Orizaba, Ver.	1264.0	4145.9	0.8590
Pachuca, Hgo.	2450.0	8036.0	0.7373
Puebla, Pue	2172.0	7124.1	0.7696
Querétaro, Qro.	1880.0	6166.4	0.7993
Real del Monte, Hgo.	2724.0	8934.7	0.7196
Saltillo, Coah.	1585.0	5198.8	0.8290
San Juan del Río, Qro.	1978.0	6487.4	0.7843
San Luis Potosí, S.L.P.	1890.0	6199.2	0.7990
Toluca, Mex.	2625.0	8610.0	0.721
Tula, Hgo.	2089.0	6851.9	0.7880

Tabla 7.3.- Factor de disminución de la capacidad de un quemador atmosférico en función de la altura sobre del nivel del mar.
Tomada de la referencia (9)

<u>Altura, pies</u>	<u>Factor</u>
0	1.000
500	0.975
1 000	0.950
1 500	0.925
2 000	0.900
2 500	0.875
3 000	0.850
3 500	0.825
4 000	0.800
4 500	0.775
5 000	0.750
5 500	0.725
6 000	0.700
6 500	0.675
7 000	0.650
7 500	0.625
8 000	0.600
8 500	0.575
9 000	0.550

4.- Seleccionar el arreglo del tubo de inmersión (número de pasos) y calcular su longitud. Entrar con el valor del inciso anterior, calor neto y la longitud del serpentín a la tabla de selección del quemador y leer el valor de la eficiencia de transferencia. Leer directamente el calor que se debe liberar, o bien, calcular de acuerdo a:

$$\text{Calor liberado} = \frac{\text{Calor neto del inciso 3}}{\text{Eficiencia de transferencia}} \quad [7.8]$$

Ejemplo 7.1: En una tina de calentamiento se tiene lo siguiente:

1.- Datos

1. 1. Tanque cúbico: placa de acero de 1/8", sin aislamiento, las dimensiones son 3 pies x 3 pies x 3 pies.
1. 2. Líquido: agua, 2 pies de nivel, o sea, $(2) (3) (3) = 18 \text{ pies}^3$; sin reposición.
1. 3. Temperatura de operación: 190°F
1. 4. Temperatura inicial: 60°F
1. 5. Carga: 1200 lb/hr de acero.
1. 6. Calor específico del acero: $0.14 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$
1. 7. Calor específico del agua: $1 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$
1. 8. Tiempo de levantamiento de temperatura: 2 horas.

2.- Calor para el levantamiento de temperatura:

2. 1. Calentamiento del agua.
 - a.- Peso del agua = $(18 \text{ pies}^3) (62.5 \text{ lb/pie}^3) = 1125 \text{ lb.}$
 - b.- Gradiente de temperatura = $190^\circ\text{F} - 60^\circ\text{F} = 130^\circ\text{F}$
 - c.- $\text{BTU/hr} = (1125) (1 \times 130)/2 = 73125 \text{ BTU/hr.}$
2. 2. Pérdidas por evaporación y radiación (Tab. 7.1)
 - a.- A 190°F , $\text{HR} = 2450 \text{ BTU/pie}^2\text{hr}$
 - b.- Area expuesta = $(3) (3) = 9 \text{ pie}^2$
 - c.- $\text{BTU/hr} = (2450) (9) = 22050 \text{ BTU/hr.}$

2. 3. Pérdidas por paredes (Tab. 1)

a.- A 190°F y sin aislamiento, HL = 290 BTU/pie²hr

b.- Area de pared = 2 x ((3) (3)+(3) (3)) + (3) (3) = 45 pies²

c.- BTU/hr = 45 (290) = 13050 BTU/hr

2. 4. Para calentar el tanque.

a.- Peso del tanque = 45 pies² (5 lb/pie²) = 225 lb

b.- BTU/ hr = (225) (0.14) (130/2) = 2048 BTU/hr.

2. 5. Total de calor para el levantamiento de temperatura

= 110 273 BTU/hr

3.- Calor en estado estacionario

3. 1. Calor para la carga : (1200) (0.14) (130) = 21 840 BTU/hr.

3. 2. Pérdidas por evaporación y radiación = 22 050 BTU/hr.

3. 3. Pérdidas por pared = 13 050 BTU/hr.

3. 4. Calor para el agua de reposición = 0.0

3. 5. Total de calor en el estado estacionario = 56 940 BTU/hr.

Como 110273 es mayor que 56940, utilizar el primero. El mínimo rango de operación del quemador a usar para este proceso es $110273/56940 = 1.93$, es decir, 2 a 1.

Suponiendo que se va a utilizar un quemador atmosférico, y el lugar de operación es México, D. F., de Tab. 7.3, el factor $F = 0.635$.

El calor neto corregido es igual a $(110273) \cdot 1.15/0.635 = 199707$ BTU/hr. Del catálogo del fabricante seleccionar un quemador que tenga un calor aprovechable de al menos 199707 BTU/hr. El calor que se debe liberar dentro del tubo de inmersión será mayor de 199707 y dependerá de la eficiencia térmica, es decir, $199707/\text{eficiencia térmica}$. Es importante consultar al fabricante para el arreglo del equipo en la tina y las normas que deben seguirse.

III.- Tinas de galvanizado.

Introducción.- El galvanizado es el proceso de recubrir con zinc superficies de hierro o acero. En general, el diseño de las tinas de galvanizado debe ser tal que el calor necesario para mantener el zinc a la temperatura adecuada se debe transferir a través de las paredes laterales de la tina. El calor no se debe aplicar por abajo de la tina ya que el material se sedimenta en el fondo de la misma y ofrece mucha resistencia a la transferencia de calor. Además, si se calienta excesivamente por abajo, el zinc puede ebullición y provocar un mal galvanizado.

En general, algunas de las condiciones a seguir son: un buen control de la temperatura del zinc; calentar uniformemente todo el lote; un sistema de combustión con amplio rango de operación para mantener la temperatura del lote y calentar rápidamente el material inmerso; los quemadores deben operar satisfactoriamente a fuego bajo.

Existen varias razones para lo anterior. Entre otras cosas, el espesor del recubrimiento de zinc depende en gran medida de la temperatura del lote. Otra de las razones para controlar adecuadamente la temperatura, es que el material más utilizado para la fabricación de la tina es el acero, pero el acero es soluble en zinc; la solubilidad se incrementa rápidamente cuando la temperatura rebasa los 900°F. Se ha comprobado que la velocidad de absorción del acero en zinc es 30 veces más grande a 986°F que a 914°F, en un mismo período de tiempo. Una tina de 1 1/4" de espesor tiene una vida útil de 50 días a una temperatura de 1000°F, y de 600 días a 850°F. De lo anterior se concluye que se debe mantener muy preciso el rango de temperatura de operación.

El calentamiento uniforme de todo el lote es muy importante por las mismas razones. Independientemente de que si la temperatura promedio de la tina permanece dentro de los límites adecuados, cualquier punto caliente en los lados de la tina provocará que en este punto el acero se disuelva rápidamente en el zinc.

Para lograr que la tina se caliente uniformemente se deben instalar muchos quemadores pequeños, o bien, pocos quemadores de velocidad o convección o de flama plana.

En muchos casos, la necesidad de calor es 15 veces los requisitos mínimos, y existen pocos quemadores con rangos de operación tan amplios.

Cálculo de calor.- El procedimiento para el cálculo de calor en una tina de galvanizado es el siguiente:

1.- Cuando no entra carga a la tina, el calor a suministrar es únicamente el requerido para reemplazar las pérdidas por radiación. Se ha encontrado que se pierden 5000 BTU/hr pie²,⁽⁹⁾ este valor ya toma en cuenta las pérdidas por radiación por la parte superior de la tina y las pérdidas por paredes. El área a considerar en este caso es el área del líquido expuesta al medio ambiente:

$$(\text{Area expuesta}) (5000 \text{ BTU/pie}^2\text{hr.}) \quad [7.9]$$

2.- Durante la operación, habrá que suministrar el calor necesario para calentar la carga hasta la temperatura de operación y para fundir el zinc de reposición. En la Figura 7.6 se puede observar que se utilizan 120 BTU/lb de carga y 135 BTU/lb de zinc. Se considera la temperatura del proceso entre 700 y 900°F.

3.- Se debe determinar la eficiencia térmica del proceso suponiendo una temperatura de salida de los gases de chimenea (Tab. 7.4). La eficiencia térmica depende de que tanto calor disponible han cedido los gases de combustión al proceso (ver capítulo 3, "Eficiencia de la combustión"). Esta temperatura de salida de los gases de chimenea depende de varios factores: diseño del horno, tipo de quemadores, condiciones de operación, etc. Por esta razón, la suposición del acercamiento térmico llevado a cabo en el proceso depende en gran parte de la experiencia del diseñador.

Tabla 7.4.- Eficiencia térmica de combustión en relación estequiométrica
Tomada de la referencia (9)

<u>T °F</u>	<u>Eficiencia</u>	<u>T °F</u>	<u>Eficiencia</u>
300	0.9018	1 600	0.5822
350	0.8895	1 700	0.5576
400	0.8772	1 800	0.5331
450	0.8649	1 900	0.5085
500	0.8526	2 000	0.4839
550	0.8403	2 100	0.4593
600	0.8281	2 200	0.4347
650	0.8158	2 300	0.4102
700	0.8034	2 400	0.3855
750	0.7912	2 500	0.3610
800	0.7789	2 600	0.3364
850	0.7666	2 700	0.3119
900	0.7543	2 800	0.2872
950	0.7420	2 900	0.2627
1 000	0.7297	3 000	0.2381
1 100	0.7051	3 100	0.2135
1 200	0.6806	3 200	0.1889
1 300	0.6560	3 300	0.1643
1 400	0.6314	3 400	0.1397
1 500	0.6068	3 500	0.1152

4.- Determinar el calor efectivo del proceso, y es igual a la suma de las pérdidas por radiación, el calor para calentar la carga y el calor para fundir el zinc de reposición, entre la eficiencia térmica.

$$\text{Calor efectivo} = \frac{\left(\text{Pérdidas radiación} \right) + \left(\text{calor para calentar carga} \right) + \left(\text{calor para fundir zinc rep.} \right)}{\text{Eficiencia Térmica}} \quad [7.10]$$

5.- Dependiendo del lugar de operación, corregir por altitud si es necesario; este será el calor nominal del proceso:

$$\text{Calor nominal} = \text{Calor efectivo}/F \quad [7.11]$$

donde F = Factor de corrección por altitud (ver nota de introducción de este capítulo y Tabla 7.2).

6.- Determinar el mínimo calor necesario que requiere el sistema:

$$\text{Calor nominal mínimo} = \frac{\text{Pérdidas por radiación (inciso 1)}}{(F) \text{ (Eficiencia térmica)}} \quad [7.12]$$

Ya que todo el calor para el proceso se debe transferir a través de las paredes del tanque, es necesario evitar transferir mucho calor por unidad de superficie, a saber, lo máximo que se puede transferir es 10,000 BTU/hr pie²;⁽⁶⁾ operar por arriba de este valor no es recomendable ya que puede cambiar la estructura de los cristales del acero (lo que se conoce como “quemado” del material).

Ejemplo 7.2: Se tiene una tina de 14 pies de largo, 42 pulgadas de ancho y 48 pulgadas de altura, diseñada para manejar un máximo de 10, 000 libras de carga por hora. El combustible a usar es el gas natural. El lugar de operación es la Cd. de Monterrey, N. L.

1.- Datos:

1. Tina : (14) (42/12) (48/12)

1. 2. Carga: 10, 000 lbs/hr
1. 3. Combustible: gas natural
1. 4. Lugar de operación: Monterrey, N. L.

2.- Pérdidas por radiación:

2. 1. Area expuesta = $(14) (42/12) = 49 \text{ pies}^2$
2. 2. Pérdidas por radiación = $(5, 000 \text{ BTU/hr pie}^2) (39 \text{ pies}^2) = 245,000 \text{ BTU/hr}$

3.- Calor para la carga:

3. 1. Carga = 10, 000 lb/hr a 900°F
3. 2. A 900°F, se requieren 120 BTU/lb de carga
3. 3. Calor para la carga = $(10, 000 \text{ lb/hr}) (120 \text{ BTU/lb})$
Calor para la carga = 1, 200, 000 BTU/hr

4.- Calor de reposición:

4. 1. Suponiendo que el zinc de reposición es igual al 10% del peso de la carga (la reposición del zinc varía entre el 2 y 25% dependiendo de la forma y tipo de carga): 10, 000 lb/hr de carga $(0.1) = 1,000 \text{ lb/hr}$ de reposición.
4. 2. El calor por libra de reposición = 135 BTU/lb
4. 3. Calor de reposición = $(135 \text{ BTU/lb}) (1, 000 \text{ lb/hr})$
Calor de reposición = 135, 000 BTU/hr.

5.- Calor efectivo:

5. 1. Suponiendo una temperatura de salida de gases de chimenea de 1 200°F, de Tabla 7.4 se obtiene $E = 0.68$
5. 2. Calor efectivo = $(245,000 + 1, 200, 000 + 135, 000) / 0.68$
Calor efectivo = 2, 321, 500 BTU/hr

6.- Calor nominal:

6. 1. Lugar de operación: Monterrey, N. L. ; de Tabla 7.2, se tiene:
 $F = 0.923$
6. 2. Calor nominal = $2, 321, 500 / 0.923$
Calor nominal = 2, 515, 200 BTU/hr.

7.- Calor mínimo que requiere el sistema:

$$Q = (245, 000/0.68)/0.923$$
$$Q = 390, 000 \text{ BTU/hr}$$

Una vez calculada la capacidad máxima y mínima requeridas, el siguiente problema es calcular el número de quemadores, tamaño y distribución en la tina.

Si los quemadores del fabricante no pueden operar con el rango deseado, es recomendable utilizar dos quemadores, uno chico y uno grande por cada zona en que se subdivide la tina. Los quemadores más utilizados son los de flama plana.

IV. Fundición en hornos de crisol.

Introducción.- Se usan los hornos de crisol en la industria metalúrgica para fundir pequeñas cantidades de metales no férreos. La carga se funde en un recipiente refractario (frecuentemente de grafito por su alta conductividad, o metálicos, que se calientan externa, o bien internamente). Las unidades pequeñas suelen ser fijas, y para realizarse el vertido, ha de desplazarse el crisol, o bien, se utiliza una cuchara. Los hornos grandes son basculantes, de manera que no hay que desplazar el crisol para el vertido, sufriendo éste menos daños térmicos y mecánicos. Los hornos de crisol varían desde los primitivos recipientes situados en el tiro natural de los hogares de carbón, hasta una amplia gama de crisoles con control preciso sobre la combustión (Fig. 7.4).

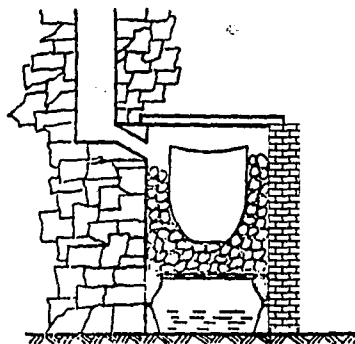
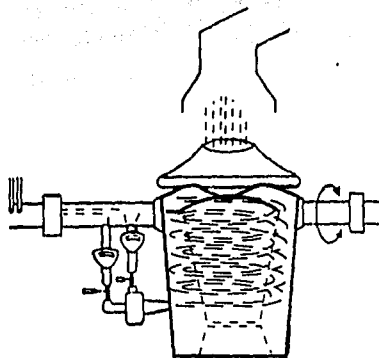
La distribución de calor antes de la fusión se hace dentro del crisol principalmente por convección.

Quemadores.- No es recomendable utilizar quemadores de premezcla para esta aplicación, puesto que llega a formar puntos muy calientes en el crisol, lo cual trae como consecuencia el deterioro de éste; además, en este tipo de quemadores, los gases de combustión se generan a baja velocidad, lo cual conduce a bajos coeficientes de transferencia de calor por convección (ver capítulo 4, "Velocidad y Turbulencia"). Siendo la convección el proceso predominante de transferencia de calor en estos tipos de hornos, y sabiendo que a mayores velocidades del fluido calefactor se logran mayores coeficientes de transferencia de calor por

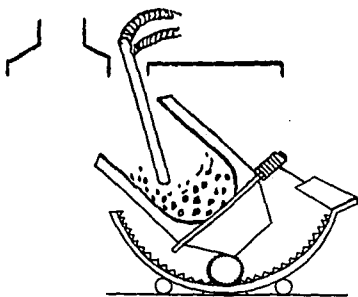
convección, es recomendable utilizar quemadores de velocidad para esta aplicación.

Figura 7.4.- Tipos de hornos de crisol
Tomada de la referencia (6)

A.- Horno de crisol tipo enterrado, calentado con coque y con tiro natural.



B.- El uso de calefacción por gas o aceite hace posible el desarrollo de los crisoles basculantes. Pueden usarse crisoles más grandes y duraderos



C.- Los crisoles giratorios con calefacción interior realizan mucho mejor la transmisión del calor, pero los efectos químicos de la llama pueden ser inconvenientes

Cálculo de calor.- El procedimiento de cálculo es el siguiente:

1.- Calor para fundir la carga:

$$Q_1 = (W) (H) \quad [7.13]$$

en donde Q_1 está en BTU/hr; W = peso de la carga, en lb/hr; H = contenido de calor de la carga, en BTU/lb (Tab. 7.5 y Fig. 7.6).

2.- Calor perdido por las paredes del horno:

$$Q_2 = (A_p) (H_L) \quad [7.14]$$

en donde Q_2 está en BTU/hr; $A_p = 3.14 (D) (L)$; D = diámetro interno del horno, en pies; L = alto interno del horno, en pies; H_L = calor perdido por pie cuadrado de pared, en BTU/hr pie² (Tab. 7.6).

3.- Calor perdido por radiación de las aberturas:

$$Q_3 = (A_r) (H_R) \quad [7.15]$$

en donde Q_3 = BTU/hr; H_R = pérdidas de calor por radiación, en BTU/hr pie² (Tab. 7.7); A_r = si la boca del crisol está totalmente abierta, calcular el área de radiación según:

$$A_r = 0.79 (D_b)^2 \quad [7.16]$$

en donde D_b = diámetro de la boca del crisol, en pies.

Tabla 7.5.- Contenido de calor de la carga en BTU/lb para diversas operaciones térmicas. No incluye pérdidas de calor ni corrección por eficiencia térmica.

Tomada de la referencia (9)

Material	Operación	Temperatura Aprox. F	H BTU/lb
Aluminio	Fundición	1175-1500	370-550
	Envejecimiento	1900-470	30-100
	Recocido	645-775	130-190
	Homogenizado	850-1150	175-300
	Estirado, rolado, - forjado	500-950	100-240
	Estabilizado	435-655	80-160
	Relevado de esfuerzo	650-775	130-190
Asfalto	Fundición	350-450	160-220
Babbitt	Fundición	600-1000	60-75
Latón	Recocido	800-1450	70-150
	Estirado, rolado - forjado	1150-1650	100-150
	Fundición	1930-2370	230-290
	Recristalizado	550-700	40-70
Bronce	Relevado de esfuerzo	475	30-40
	Recocido	800-1650	70-170
	Estirado, rolado forjado	1200-1750	100-160
	Fundición	1600-2350	220-320
	Relevado esfuerzo	375-550	30-50
	Cocido	1900-2000	800-950
Ladrillo, común arcilloso	Cocido	2100-2200	900-1050
Fierro colado (gris)	Recocido	1300-1750	290-420
	Endurecimiento austenítico	1450-1700	330-410
	Fundición	2800-2900	720-750
	Normalizado	1600-1700	380-410
	Relevado de esfuerzo	700-1250	110-280
	Templado	300-1020	35-175
	Recocido	1300-1750	290-390
Fierro colado, dúctil	Endurecimiento austenítico	1550-1700	360-410
	Normalizado	1600-1725	380-415
	Relevado de esfuerzo	950-1250	160-275
	Templado	800-1300	120-290
	Recocido	1650-1750	290-420
Fierro colado, maleable	Endurecimiento austenítico	1550-1600	360-380
	Templado	1100-1300	190-290
	Recocido	500-1200	50-120
Cobre	Estirado, rolado, forjado	1300-1750	130-180
	Fundición	1970-2100	290-310
	Fundición	2200-2900	400-650
Vidrio	Fundición	2000-2370	125-145

Tabla 7.6.- Pérdidas de calor y calor almacenado en hornos con paredes refractarias.

		Factor de emisividad = 0.95												Temperatura ambiente de 80°F																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
		C=Temperatura de la cara fría, °F						T=Temperatura de interfase						Temperatura de la cara caliente, °F																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
HIS- Color almacenado - BTU pie ²		HIL- Pérdidas de calor BTU pie ²												HIS- Pérdidas de calor BTU pie ²																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
Espesor en pulgadas		1000 F				1200 F				1400 F				1600 F				1800 F				2000 F				2200 F																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
Pared De	De ladrillo y arcilla refractaria	HL	C	INT	HIS	HL	C	INT	HIS	HL	C	INT	HIS	HL	C	INT	HIS	HL	C	INT	HIS	HL	C	INT	HIS	HL	C	INT	HIS	HL	C	INT	HIS																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																	
4%	4% K-1020	152	157	181	188	196	175	160	1,098	242	192	11	1,322	234	209	1,532	440	315	2,400	317	274	2,726	630	301	3,260	990	381	4,080	1,300	511	4,795	1,611	5,505	2,000	717	6,215	2,200	800	7,015	2,400	890	8,405	2,800	1,070	9,475	3,200	1,360	10,535	3,600	1,630	11,595	4,000	2,000	12,655	4,400	2,260	13,715	4,800	2,420	14,775	5,200	2,680	15,835	5,600	2,940	16,895	6,000	3,200	17,915	6,400	3,460	18,975	6,800	3,680	20,055	7,200	3,900	21,135	7,600	4,120	22,215	8,000	4,360	23,295	8,400	4,580	24,475	8,800	4,800	25,655	9,200	5,020	26,835	9,600	5,240	28,015	10,000	5,460	29,195	10,400	5,680	30,375	10,800	5,900	31,555	11,200	6,140	32,735	11,600	6,360	33,915	12,000	6,600	35,095	12,400	6,820	36,275	12,800	7,040	37,455	13,200	7,260	38,635	13,600	7,480	39,815	14,000	7,700	41,035	14,400	7,920	42,215	14,800	8,140	43,395	15,200	8,360	44,575	15,600	8,580	45,755	16,000	8,800	46,935	16,400	9,020	48,115	16,800	9,240	49,295	17,200	9,460	50,475	17,600	9,680	51,655	18,000	9,900	52,835	18,400	10,120	54,015	18,800	10,340	55,195	19,200	10,560	56,375	19,600	10,780	57,555	20,000	11,000	58,735	20,400	11,220	59,915	20,800	11,440	61,075	21,200	11,660	62,255	21,600	11,880	63,435	22,000	12,100	64,615	22,400	12,320	65,795	22,800	12,540	67,055	23,200	12,760	68,215	23,600	12,960	69,375	24,000	13,180	70,535	24,400	13,400	71,695	24,800	13,620	72,855	25,200	13,840	74,115	25,600	14,060	75,275	26,000	14,280	76,435	26,400	14,500	77,595	26,800	14,720	78,755	27,200	14,940	79,915	27,600	15,160	81,075	28,000	15,380	82,235	28,400	15,600	83,395	28,800	15,820	84,555	29,200	16,040	85,715	29,600	16,260	86,875	30,000	16,480	88,035	30,400	16,700	89,195	30,800	16,920	90,355	31,200	17,140	91,515	31,600	17,360	92,675	32,000	17,580	93,735	32,400	17,800	94,895	32,800	18,020	96,055	33,200	18,240	97,215	33,600	18,460	98,375	34,000	18,680	99,535	34,400	18,900	100,695	34,800	19,120	101,855	35,200	19,340	103,015	35,600	19,560	104,175	36,000	19,780	105,335	36,400	19,980	106,495	36,800	20,200	107,655	37,200	20,420	108,815	37,600	20,640	110,075	38,000	20,860	111,235	38,400	21,060	112,395	38,800	21,280	113,555	39,200	21,500	114,715	39,600	21,720	115,875	40,000	21,940	117,035	40,400	22,160	118,195	40,800	22,380	119,355	41,200	22,600	120,515	41,600	22,820	121,675	42,000	23,040	122,835	42,400	23,260	124,095	42,800	23,480	125,315	43,200	23,700	126,575	43,600	23,920	127,735	44,000	24,140	128,895	44,400	24,360	130,055	44,800	24,580	131,215	45,200	24,800	132,375	45,600	25,020	133,535	46,000	25,240	134,695	46,400	25,460	135,855	46,800	25,680	137,015	47,200	25,900	138,175	47,600	26,120	139,335	48,000	26,340	140,495	48,400	26,560	141,655	48,800	26,780	142,815	49,200	27,000	143,975	49,600	27,220	145,135	50,000	27,440	146,295	50,400	27,660	147,455	50,800	27,880	148,615	51,200	28,100	149,775	51,600	28,320	150,935	52,000	28,540	152,095	52,400	28,760	153,255	52,800	28,980	154,415	53,200	29,200	155,575	53,600	29,420	156,735	54,000	29,640	157,895	54,400	29,860	159,055	54,800	30,080	160,215	55,200	30,300	161,375	55,600	30,520	162,535	56,000	30,740	163,695	56,400	30,960	164,855	56,800	31,180	166,015	57,200	31,400	167,175	57,600	31,620	168,335	58,000	31,840	169,495	58,400	32,060	170,655	58,800	32,280	171,815	59,200	32,500	173,075	59,600	32,720	174,235	60,000	32,940	175,395	60,400	33,160	176,555	60,800	33,380	177,715	61,200	33,600	178,875	61,600	33,820	180,035	62,000	34,040	181,195	62,400	34,260	182,355	62,800	34,480	183,515	63,200	34,700	184,675	63,600	34,920	185,835	64,000	35,140	187,095	64,400	35,360	188,255	64,800	35,580	189,415	65,200	35,800	190,575	65,600	36,020	191,735	66,000	36,240	192,895	66,400	36,460	194,055	66,800	36,680	195,215	67,200	36,900	196,375	67,600	37,120	197,535	68,000	37,340	198,695	68,400	37,560	199,855	68,800	37,780	201,015	69,200	38,000	202,175	69,600	38,220	203,335	70,000	38,440	204,495	70,400	38,660	205,655	70,800	38,880	206,815	71,200	39,100	207,975	71,600	39,320	209,135	72,000	39,540	210,295	72,400	39,760	211,455	72,800	39,980	212,615	73,200	40,200	213,775	73,600	40,420	214,935	74,000	40,640	216,095	74,400	40,860	217,255	74,800	41,080	218,415	75,200	41,300	219,575	75,600	41,520	220,735	76,000	41,740	221,895	76,400	41,960	223,055	76,800	42,180	224,215	77,200	42,400	225,375	77,600	42,620	226,535	78,000	42,840	227,695	78,400	43,060	228,855	78,800	43,280	230,015	79,200	43,500	231,175	79,600	43,720	232,335	80,000	43,940	233,495	80,400	44,160	234,655	80,800	44,380	235,815	81,200	44,600	237,075	81,600	44,820	238,235	82,000	45,040	239,395	82,400	45,260	240,555	82,800	45,480	241,715	83,200	45,700	242,875	83,600	45,920	244,035	84,000	46,140	245,195	84,400	46,360	246,355	84,800	46,580	247,515	85,200	46,800	248,675	85,600	47,020	249,835	86,000	47,240	251,095	86,400	47,460	252,255	86,800	47,680	253,415	87,200	47,900	254,575	87,600	48,120	255,735	88,000	48,340	256,895	88,400	48,560	258,055	88,800	48,780	259,215	89,200	49,000	260,375	89,600	49,220	261,535	90,000	49,440	262,695	90,400	49,660	263,855	90,800	49,880	265,015	91,200	50,100	266,175	91,600	50,320	267,335	92,000	50,540	268,495	92,400	50,760	269,655	92,800	50,980	270,815	93,200	51,200	271,975	93,600	51,420	273,135	94,000	51,640	274,295	94,400	51,860	275,455	94,800	52,080	276,615	95,200	52,300	277,775	95,600	52,520	278,935	96,000	52,740	280,095	96,400	52,960	281,255	96,800	53,180	282,415	97,200	53,400	283,575	97,600	53,620	284,735	98,000	53,840	285,895	98,400	54,060	287,055	98,800	54,280	288,215	99,200	54,500	289,375	99,600	54,720	290,535	100,000	54,940	291,695	100,400	55,160	292,855	100,800	55,380	294,015	101,200	55,600	295,175	101,600	55,820	296,335	102,000	56,040	297,495	102,400	56,260	298,655	102,800	56,480	299,815	103,200	56,700	300,975	103,600	56,920	302,135	104,000	57,140	303,295	104,400	57,360	304,455	104,800	57,580	305,615	105,200	57,800	306,775	105,600	58,020	307,935	106,000	58,240	309,095	106,400	58,460	310,255	106,800	58,680	311,415	107,200	58,900	312,575	107,600	59,120	313,735	108,000	59,340	314,895	108,400	59,560	316,055	108,800	59,780	317,215	109,200	60,000	318,375	109,600	60,220	319,535	110,000	60,440	320,695	110,400	60,660	321,855	110,800	60,880	323,015	111,200	61,100	324,175	111,600	61,320	325,335	112,000	61,540	326,495	112,400	61,760	327,655	112,800	61,980	328,815	113,200	62,200	329,975	113,600	62,420	331,135	114,000	62,640	332,295	114,400	62,860	333,455	114,800	63,080	334,615	115,200	63,300	335,775	115,600	63,520	336,935	116,000	63,740	338,095	116,400	63,960	339,255	116,800	64,180	340,415	117,200	64,400	341,575	117,600	64,620	342,735	118,000	64,840	343,895	118,400	65,060	345,055	118,800	65,280	346,215	119,200	65,500	347,375	119,600	65,720	348,535	120,000	65,940	349,695	120,400	66,160	350,855	120,800	66,380	352,015	121,200	66,600	353,175	121,600	66,820	354,335	122,000	67,040	355,495	122,400	67,260	356,655	122,800	67,480	357,815	123,200	67,700	359,075	123,600	67,920	360,235	124,000	68,140	361,395	124,400	68,360	362,555	124,800	68,580	363,715	125,200	68,800

Tabla 7.7.- Pérdidas de calor por radiación en hornos, BTU/hrpie²
Tomada de la referencia (6)

T °F	HR
500	1343
600	2058
700	3006
800	4234
900	5792
1000	7734
1100	10119
1200	13009
1300	16473
1400	20580
1500	25405
1600	31028
1700	37532
1800	45005
1900	53539
2000	63229
2100	74176
2200	86484
2300	100261
2400	115620
2500	132678
2600	151554
2700	172375
2800	195270
2900	220371
3000	247816
3100	277747
3200	310309
3300	345652
3400	383930
3500	425305

Estos datos estan basados en una temperatura del medio frío de 60 F

4.- Eficiencia térmica de transferencia: ver inciso 3 del cálculo para Tinas de galvanizado; llamar a este valor E.

5.- Calor efectivo:

$$Q \text{ efectivo} = (Q_1 + Q_2 + Q_3)/E \quad [7.17]$$

6.- Calor nominal: ver ecuación [7.11]

7.- Con el calor nominal seleccionar el quemador.

Ejemplo 7.3.- En un horno de crisol se tiene lo siguiente:

1.- Datos:

1. 1. Carga: 265 lb/hr de cobre
1. 2. Temperatura de operación: 2370 °F
1. 3. Lugar de operación: México, D. F.
1. 4. Material aislante: 4. 5" de espesor de ladrillo refractario
1. 5. Combustible: gas L. P.
1. 6. Dimensiones del crisol (Fig. 7.5)

2.- Calor para fundir la carga

2. 1. Contenido de calor de la carga, $H = 310 \text{ BTU/lb}$
2. 2. Calor para fundir la carga, $Q_1 = 310 \text{ BTU/lb (265 lb/hr)}$
 $Q_1 = 82, 150 \text{ BTU/hr}$

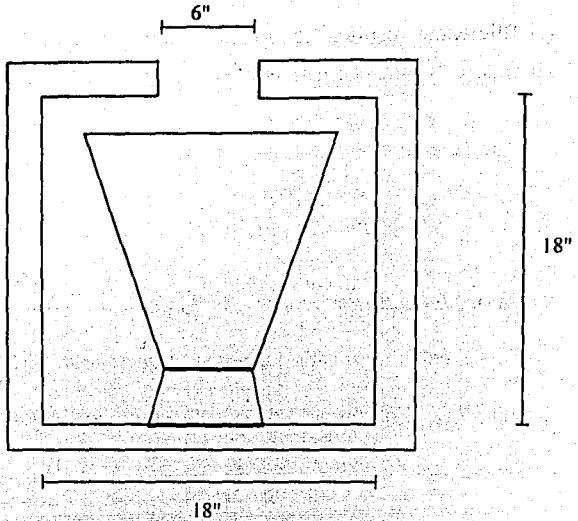


Figura 7.5.- Dimensiones del horno de crisol para el ejemplo 7.3

3.- Calor perdido por las paredes del horno:

3.1. $A_p = 3.14 (1.5) (1.5) = 7.1 \text{ pies}^2$

3.2. A 2370°F y 4.5" de espesor de ladrillo refractario (F.B.) de la Tabla 7.6 : $HL = 3,300 \text{ BTU/hr pie}^2$

3.3. Calor perdido por las paredes del horno: $Q_2 = (7.1 \text{ pies}^2) (3,300 \text{ BTU/hr pie}^2)$

$Q_2 = 23,430 \text{ BTU/hr.}$

4.- Calor perdido por radiación de las aberturas:

4.1. $A_r = 0.79 (0.5^2) = 0.2 \text{ pies}^2$

4. 2. De tabla 7, a 2370°F, $HR = 115, 620 \text{ BTU/hr pie}^2$
4. 3. Calor perdido por radiación de las aberturas, $Q_3 = 0.2$
 (115,620)
 $Q_3 = 23, 124 \text{ BTU/hr.}$

5.- Calor efectivo.

5. 1. Suponiendo una temperatura de salida de gases de chimenea de 2500°F, la eficiencia térmica, $E = 0.361$
5. 2. Calor efectivo, $Q = (82, 150 + 23,430 + 23,124)/0.361$
 $Q \text{ efectivo} = 356, 520 \text{ BTU/hr.}$

6.- Calor nominal:

6. 1. En la Cd. de México, y de la Tabla 7.2: $F = 0.772$
6. 2. Calor nominal , $Q = 356, 520/0.772$
 $Q \text{ nominal} = 461, 813 \text{ BTU/hr.}$

7.- Con 461, 813 BTU/hr seleccione el quemador, por ejemplo, un quemador de velocidad con capacidad de 500, 000 BTU/hr.

V. Tratamiento térmico de metales.

Introducción.- Al calentar sólidos en un horno, lo primero a llevar a cabo es la generación de calor dentro del mismo. A continuación, debe transmitirse el calor al material que se ha de calentar, y finalmente, distribuirse en toda la carga, cumpliendo las especificaciones

metalúrgicas. Estas especificaciones abarcan la temperatura final de la carga, la uniformidad de la temperatura en la misma y el tiempo en temperatura. También se especifica en ocasiones la velocidad de calentamiento y la velocidad de enfriamiento.

Uno de los factores que afectan a la óptima distribución de la temperatura en la carga es el buen aprovechamiento del volumen del horno. Por ejemplo, si se coloca un solo quemador grande en el centro de una pared del horno, se desperdicia el espacio que rodea al quemador; por el contrario, muchos quemadores pequeños utilizan la superficie de la pared completamente, trabajando con flamas más cortas y con una temperatura más uniforme.

Existe un espacio entre las piezas de la carga para los dispositivos de manipulación; al menos que los espacios entre las piezas sean excesivamente grandes, la transferencia de calor no se afecta; sin embargo, este hecho pocas veces resulta económicamente factible. Al planteamiento de este problema resultó como respuesta la utilización de quemadores que liberan un chorro de gases de combustión a velocidades altas, los cuales a la fecha han dado buen resultado para estas aplicaciones.

Cálculo de calor.- El procedimiento de cálculo es el siguiente:

1.- Calor para la carga:

$$Q_1 = W (C_p) (\Delta T) \quad [7.18]$$

donde W = peso de la carga por unidad de tiempo, lb/hr; C_p = capacidad calorífica de la carga, en BTU/lb $^{\circ}$ F; ΔT = gradiente de temperatura, numéricamente igual a la diferencia entre la temperatura final e inicial de la carga, $^{\circ}$ F. Es común encontrar tabulados el producto $C_p\Delta T$ como una variable llamada entalpía de la carga (H) y que depende de la aplicación (Tab. 7.5 y Fig. 7.6).

2.- Pérdidas por pared:

$$Q_2 = A_p (HL) \quad [7.19]$$

donde A_p = área total interna del horno, en pies 2 ; HL = pérdidas de calor a través de las paredes, BTU/hr pie 2 (Tab. 7.6).

3.- Pérdidas por radiación:

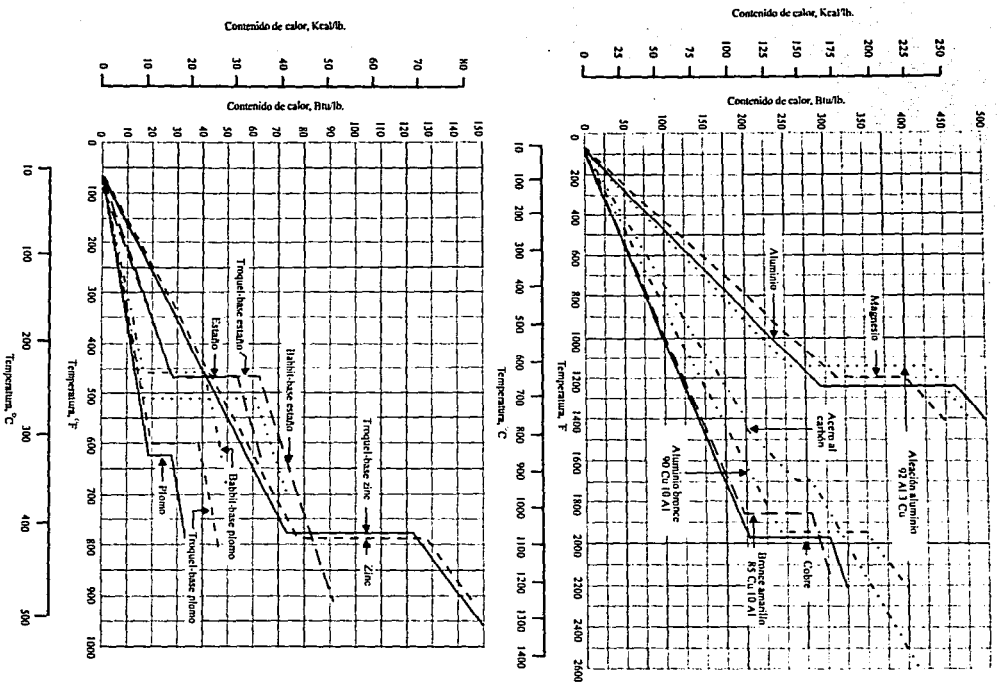
$$Q_3 = A_r (HR) \quad [7.20]$$

donde A_r = área de las aberturas por las que existen fugas de calor al exterior, en pies 2 ; HR = pérdidas de calor, en BTU/hr pie 2 y es una función de la temperatura de operación y la temperatura del medio exterior (Tab. 7.7).

4.- Eficiencia térmica: ver inciso 3 del cálculo de calor para Tinas de galvanizado; llamar a este valor E .

5.- Calor efectivo: ver ecuación [7.17]

Figura 7.6.- Contenido de calor o entalpia de varios metales y aleaciones.
Tomada de la referencia (15)



6.- Calor nominal: ver ecuación [7.11]

7.- Con el calor nominal, seleccionar el o los quemadores.

Ejemplo 7.4.- Se tiene un horno para el temple de partes automotrices, las dimensiones del horno son: largo 26.24 pies, de ancho 2.46 pies y de alto 4.43 pies; la pared del horno está formada por ladrillo refractario de 6-3/4". El horno tiene dos aberturas de 5.31" por 9.7". Se tratarán 3, 300 lb/hr de acero a una temperatura de 2102°F, la capacidad calorífica promedio del acero es de 0.14 BTU/lb°F; el combustible a utilizar es gas natural y el sistema operará en la Ciudad de Querétaro. Calcular la cantidad de calor para este proceso y recomendar el número mínimo de quemadores a utilizar.

1.- Datos

1. 1. Dimensiones del horno: 26.24 x 2.46 x 4.43 pies.
1. 2. Espesor pared: 6-3/4" ladrillo refractario.
1. 3. Dos aberturas de: 5.31" x 9.7"
1. 4. Carga: 3, 300 lb/hr de acero.
1. 5. Temperatura de operación: 2102°F
1. 6. Capacidad calorífica promedio del acero: 0.14 BTU/lb°F
1. 7. Combustible: gas natural.
1. 8. Lugar de operación: Ciudad de Querétaro.

2.- Calor para la carga:

2. 1. Gradiente de temperatura: $2102^{\circ}\text{F} - 60^{\circ}\text{F} = 2042^{\circ}\text{F}$

2. 2. Calor para la carga:

$$Q_1 = (3,300 \text{ lb/hr})(0.14 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F})(2042^\circ\text{F})$$

$$Q_1 = 943,404 \text{ BTU/hr.}$$

3.- Calor perdido por paredes:

$$3. 1. A_p = ((26.24)(4.43) + (2.46)(4.43)) 2 + (26.24)(2.46) = 319 \text{ pies}^2$$

Nota: Si el horno está cimentado al piso, no se considera el área inferior para efectos de pérdidas de calor.

$$3. 2. \text{ De Tabla 7.6, a } 2100^\circ\text{F y } 6\text{-}3/4\text{'' de espesor de aislamiento de ladrillo refractario, HL} = 2,050 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$3. 3. \text{ Calor perdido por paredes, } Q_2 = (319 \text{ pies}^2)(2,050 \text{ BTU/hrpie}^2)$$

$$Q_2 = 653,950 \text{ BTU/hr.}$$

4.- Pérdidas por radiación:

$$4. 1. \text{ Area de las aberturas, } A_r = 2(5.31 \times 9.7) \text{ pulg.} / 144 \text{ Pulg}^2/\text{pie}^2 = 0.72 \text{ pie}^2$$

$$4. 2. \text{ De Tabla 7.7, a } 2100^\circ\text{F, HR} = 74,176 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$4. 3. \text{ Pérdidas por radiación, } Q_3 = (0.72)(74,176 \text{ BTU/hr pie}^2) \\ Q_3 = 53,407 \text{ BTU/hr.}$$

5.- Calor efectivo:

5. 1. Suponiendo una temperatura de salida de gases de chimenea de 2, 200 °F, la eficiencia térmica, $E = 0.4347$
5. 2. Calor efectivo, $Q = (943, 404 + 653, 950 + 53, 407) / 0.4347$
 $Q \text{ efectivo} = 3, 797, 471 \text{ BTU/hr.}$

6.- Calor nominal:

6. 1. De Tabla 7.2, la Ciudad de Querétaro tiene un factor $F = 0.7993$
6. 2. Calor nominal, $Q = 3, 797, 471 / 0.7993$
 $Q \text{ nominal} = 4, 750, 995 \text{ BTU/hr.}$

7.- Con 4, 750, 995 BTU/hr seleccionar los quemadores. Se recomienda utilizar un mínimo de 20 quemadores para uniformizar la temperatura dentro del horno, además, se recomiendan quemadores de velocidad.

VI. Calentamiento de aire.

Introducción.- Los procesos industriales básicamente incluyen estufas para secado y horneado de pintura, otras categorías incluyen procesos químicos.

Los principios básicos se pueden dividir en tres categorías:

- 1.- Métodos de calentamiento.

2.- Localización del quemador.

3.- Flujo de aire.

Métodos de calentamiento.- Existen dos métodos para el calentamiento de aire:

1.- Calentamiento directo.

2.- Calentamiento indirecto.

En el calentamiento directo, los productos de la combustión entran en contacto con la carga. Todo el calor liberado lo absorbe el aire.

El calentamiento indirecto es un método en el cual los productos de la combustión no entran en contacto con la carga; la fuente de calor que se utiliza por lo general es un quemador de tubo radiante.

Debido al método de intercambio de calor, la eficiencia del método indirecto es mucho menor (máximo 50%) en comparación con el calentamiento directo, donde la eficiencia es del 100%.

El método indirecto es adecuado para materiales que deben secarse a muy baja humedad, o donde los productos de la combustión, e incluso la humedad, son dañinos a la carga.

El calentamiento directo tiene las ventajas de ser un equipo más simple y de una alta eficiencia.

Localización del quemador.- El equipo de calentamiento se puede colocar interna o externamente en relación al ducto de aire. Cuando se localiza externamente, el quemador y los accesorios se combinan en una unidad separada y se instalan al ducto por medio de un *manifold*. Cuando se localiza el quemador internamente, tanto el quemador y las partes de circulación se instalan dentro del ducto.

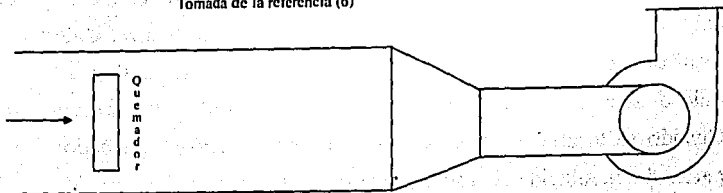
Generalmente hablando, en estufas pequeñas, es preferible la instalación interna porque todas las partes se protegen contra las pérdidas de calor por la pared del ducto. En estufas grandes, con requerimientos altos de calor o con gran volumen de circulación, es más recomendable instalar la unidad de calentamiento externamente, porque el tamaño del *manifold* y del ventilador puede incrementar en forma considerable el espesor de la pared del ducto, tanto que no sería económicamente factible.

El quemador puede instalarse ya sea del lado de la succión o descarga del ventilador. Cuando se instala el quemador del lado de la succión, éste se localiza a la entrada del ventilador de circulación. Con el quemador del lado de la descarga, éste se localiza después del ventilador (Fig. 7.7).

Flujo de aire.- El flujo de aire en las estufas se puede clasificar como sistemas con recirculación y sistemas sin recirculación.

Un sistema con recirculación es en donde al menos una porción del aire de la estufa se retorna a la zona de calentamiento para introducirlo

Figura 7.7.- Localización del quemador en un ducto para calentamiento de aire
Tomada de la referencia (6)



A.- Quemador a la succión



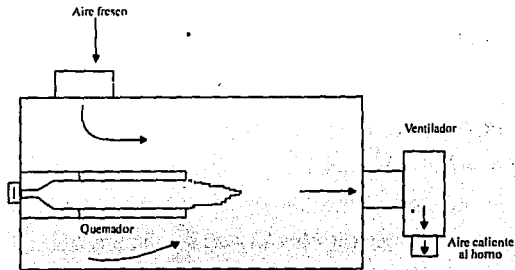
B.- Quemador a la descarga

nuevamente a la estufa. La cantidad de aire recirculado depende del proceso y de las normas de seguridad

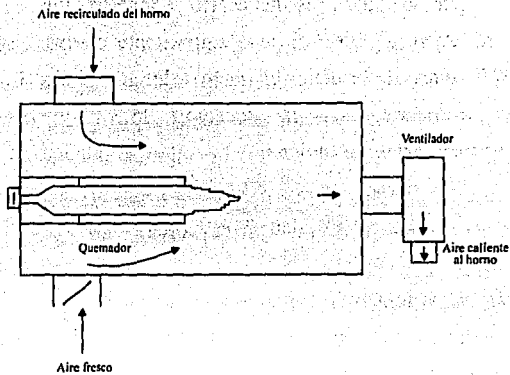
Un sistema sin recirculación es aquel en el cual sólo aire fresco se hace pasar por el sistema de calentamiento (Fig. 7.8).

Introducción al cálculo de calor.- En el caso de calentamiento directo de aire, la eficiencia de transferencia de calor es del 100%, esto es, todo el calor liberado se absorbe por el aire que pasa a través del quemador.

Figura 7.8.- Sistemas de calentamiento de aire con y sin recirculación
Tomada de la referencia (6)



A.- Sistema sin recirculación



B.- Sistema con recirculación

La cantidad de calor requerido para el calentamiento de aire viene dado por $Q = WC_p\Delta T$. El flujo de aire por lo general se expresa en pies cúbicos por minuto (CFM), por lo tanto, considerando 1 SCFM (un pie cúbico de aire a condiciones estándar, es decir, presión de 14.7 psia y temperatura de 70°F) se tiene:

$$WC_p = 1 \text{ CFM} \left(0.0753 \frac{\text{Lbs. de aire}}{\text{Pie}^3 \text{ de aire}} \right) \left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \right) \left(0.2417 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \right) = 1.092 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}^\circ\text{F}}$$

Por lo tanto, se requieren 1.1 BTU/hr para elevar un grado Farenghait la temperatura de 1 SCFM.

$$Q = (\text{SCFM})(1.1)(\Delta T) \quad [7.21]$$

Nótese que este factor está basado en el peso de un pie cúbico de aire a 70°F, por lo tanto, es necesario convertir los CFM a una temperatura diferente de 70°F al peso equivalente de aire expresado en CFM a 70°F antes de utilizar el factor de 1.1. Para lograr dicha conversión, se puede usar la ecuación [5.3], y haciendo las substituciones necesarias, se obtiene:

$$V_s = V_1(460+70)/(T_1+460) \quad [7.22]$$

en donde V_s = volumen a condiciones estándar; V_1 = volumen a cualquier condición diferente a la estándar; T_1 = temperatura a cualquier condición diferente a la estándar. Nótese aquí que T_1 se refiere a la temperatura del aire a la entrada del quemador.

La temperatura del aire que llega al quemador puede tomar diferentes valores dependiendo de donde sea succionado, e incluso, puede ser una combinación de aire fresco y recirculado.

El volumen real de aire que pasa por el quemador puede o no ser el mismo volumen real que maneja el ventilador de proceso, dependiendo si el sistema es con o sin recirculación, y si el quemador se localiza en la succión o descarga del ventilador. Cuando el quemador se localiza en la descarga del ventilador, el volumen que pasa por el quemador es el mismo volumen que pasa por el ventilador. En las instalaciones donde el quemador se coloca del lado de la succión, la temperatura del aire que pasa por el quemador se debe tomar en cuenta cuando se calcula el volumen en este punto. Esto es particularmente importante cuando la temperatura del aire es elevada.

En sistemas sin recirculación, con el quemador en la succión, el ventilador estará manejando el aire caliente expandido, mientras que el aire que pasa por el quemador está frío. Recordar que: el flujo volumétrico que puede manejar un ventilador es el mismo ya sea que el aire se encuentre a 70°F o a cualquier otra temperatura, lo que varía es el peso del aire, dependiendo de las condiciones de presión y temperatura de éste (ver ecuaciones [5.37] y [5.40]).

Cuando la temperatura del aire varía de un punto a otro en el sistema, el flujo volumétrico varía en proporción directa a la relación de las temperaturas absolutas, suponiendo una presión constante, (el peso total del aire que circula en el sistema está fijado por el propio sistema y por el tamaño y velocidad del ventilador). De aquí que, el siguiente factor de corrección se debe emplear en el volumen nominal del ventilador de proceso para calcular el volumen real que pasa por el quemador en un sistema a la succión:

$$\text{CFM por el quemador} = (\text{CFM nominal del vent.}) \left(\frac{460 + T_1}{460 + T_2} \right) \quad [7.23]$$

en donde T_1 = temperatura del aire a la entrada del quemador, en °F;
 T_2 = temperatura del aire a la salida del quemador, en °F.

En sistemas con recirculación y el quemador situado del lado de la succión del ventilador, todos los principios anteriores continúan aplicándose, pero debe recordarse que el aire que pasa por el quemador se encuentra a dos niveles de temperatura diferentes; la temperatura T_1 es diferente para las dos corrientes de aire.

Cálculo de calor.- Para el cálculo de calor, existen dos sistemas a considerar: sistemas a la descarga y sistemas a la succión.

1.- Sistemas a la descarga.

Para un sistema a la descarga, hay que considerar: el volumen de aire que pasará por el quemador es el mismo que el volumen nominal del ventilador, pero probablemente se encuentra a una temperatura T_1 diferente a la estándar; lo que hay que hacer es calcular el peso del aire a T_1 y luego ese peso transformarlo a un volumen equivalente a 70°F para poder utilizar el factor 1.1. Substituyendo la ecuación [7.22] en la ecuación [7.21] se obtiene:

$$Q_{\text{quemador}}, \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = (583)(\text{CFM nom. del vent.}) \left(\frac{T_2 - T_1}{460 + T_1} \right) \quad [7.24]$$

en donde T_1 = temperatura del aire a la entrada del quemador (puede ser igual o diferente de 70°F); T_2 = temperatura del aire a la salida del quemador.

2.- Sistemas a la succión.

Para un sistema a la succión, el ventilador de proceso manejará el aire expandido caliente. Substituyendo la ecuación [7.23] en la [7.22], y luego substituyendo en la ecuación [7.21], se obtiene:

$$Q_{\text{quemador}}, \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = (583)(\text{CFM nom. del vent.}) \left(\frac{T_2 - T_1}{T_2 + 460} \right) \quad [7.25]$$

en donde T_2 y T_1 permanecen igual a la ecuación anterior.

Ejemplo 7.5.- A continuación se presenta un ejemplo donde se muestra el procedimiento de cálculo para los diversos sistemas existentes.

1.- Se desea calentar aire hasta una temperatura de 600°F tomándolo a 70°F con el quemador del lado de la succión del ventilador, con una capacidad nominal de 10, 000 SCFM.

1. 1. Datos:

- a.- Temperatura final, $T_2 = 600$ °F
- b.- Temperatura inicial, $T_1 = 70$ °F
- c.- Quemador del lado de la succión
- d.- Aire a calentar: 10, 000 SCFM

1. 2. Cálculo de calor del quemador:

$$Q_{\text{quemador}} = (583) (10,000) (600-70) / (460 + 600)$$

$$Q_{\text{quemador}} = 2,195,000 \text{ BTU/hr.}$$

2.- Si el quemador se colocara del lado de la descarga:

2. 1. Datos:

a.- Temperatura final, $T_2 = 600^\circ\text{F}$

b.- Temperatura inicial, $T_1 = 70^\circ\text{F}$

c.- Quemador del lado de la descarga

d.- Aire a calentar: 10,000 SCFM

2. 2. Cálculo de calor del quemador:

$$Q_{\text{quemador}} = (583) (10,000) (600-70) / (460 + 70)$$

$$Q_{\text{quemador}} = 5,830,000 \text{ BTU/hr.}$$

La diferencia en los dos ejemplos anteriores radica en que en el primer caso el ventilador está manejando el aire caliente expandido, y el volumen real de aire a 70°F que pasará por el quemador es aproximadamente la mitad:

$$V_s = V_1 (T_s/T_1)$$

$$V_s = (10,000) (460 + 70) / (460 + 600)$$

$$V_s = 5,000 \text{ SCFM}$$

3.- Suponer ahora un sistema a la succión con recirculación que utiliza un ventilador con capacidad nominal de 10,000 SCFM. Se calentará el

aire hasta 500°F, se recircula el 80% de los gases a una temperatura de 400°F y se toma el 20% de aire fresco a 70°F corriente arriba del quemador.

3. 1. Datos:

a.- Aire a calentar: 10, 000 SCFM

b.- Temperatura final, $T_2 = 500^\circ\text{F}$

c.- Recirculación del 80% de los gases: 8,000 SCFM

d.- Temperatura de los gases de recirculación: 400°F

e.- Temperatura del aire fresco: 70°F

f.- Aire fresco: 2 000 SCFM

g.- Sistema a la succión.

3. 2. Cálculo de calor del quemador:

$$Q_{\text{quemador}} = (583)(8,000) \left(\frac{500-400}{460+500} \right) + (583)(2,000) \left(\frac{500-70}{460+500} \right)$$

$$Q_{\text{quemador}} = 1, 008, 000 \text{ BTU/hr}$$

VII. Secado.

Introducción.- El proceso de secado puede dividirse en dos etapas: en primer lugar, la evaporación de la humedad superficial, que está

determinada por condiciones exteriores al material, tales como humedad, temperatura y velocidad del aire que pasa sobre su superficie. En segundo lugar, la penetración de calor en el material, con difusión de la humedad del interior hacia la superficie. Estos factores difieren con la estructura y naturaleza de los diversos materiales.

La esencia del secado satisfactorio consiste en desecar uniformemente sin perder durante el proceso ninguna de las propiedades requeridas. Evidentemente será difícil secar uniformemente el material que está en trozos de diferentes tamaños, pues el calor penetra en los trozos pequeños secándolos rápidamente, pudiendo sobrecalentarlos antes de que puedan secarse los trozos mayores. El material de naturaleza fibrosa puede estar más denso en una zonas que en otras, y las fibras sueltas se secarán antes que lleguen a secarse las fibras agrupadas.

La temperatura a la que puede efectuarse el secado depende de la naturaleza y estructura del material, de su humedad y del tiempo de secado. Por estas y otras razones existen muchos tipos de secadores para tratar los diferentes materiales.

Contenido de humedad del material seco.- Cuando se dice que una substancia está seca, no quiere decir que no tiene nada de humedad. Muchas materias orgánicas, cuando se secan por debajo de un cierto contenido de humedad, pueden reabsorber humedad de la atmósfera. Generalmente no es conveniente secar el material más allá del punto en el cual reabsorberá humedad de la atmósfera, al mismo tiempo que puede ser perjudicial para la estructura y para la naturaleza del material

al secarlo completamente. Las sustancias inorgánicas, tales como el mineral de hierro, sales, arena, etc. se secan hasta contenidos de humedad inferiores al 1%.

Velocidad del aire.- La velocidad de los gases calientes sobre la superficie del material afecta a la velocidad del secado; cuanto mayor sea la velocidad más rápida será la evaporación. Existen limitaciones para las velocidades en relación con la naturaleza del material. En los secadores rotatorios, cuando se deseca un material ligero o polvoriento (o que se hace polvoriento al desecarlo) ha de conservarse la velocidad del gas caliente a través del secador por debajo de 40 a 60 pies/min; pero cuando se secan materiales pesados que no tienden a pulverizarse, pueden emplearse velocidades de hasta 780 a 980 pies/min.

Temperatura de secado.- Es esencial que ninguna zona de la sustancia quede sometida a temperaturas que afecten adversamente su estructura o sus cualidades durante el secado.

La temperatura y velocidad del secado vienen determinados por la estructura y naturaleza del material, así como también por la humedad, la conductividad y lo que se puede llamar tendencia a liberar humedad.

La temperatura del material que contiene humedad, no debe aproximarse a la temperatura de los gases calientes que lo rodean sino hasta que empiece a estar seco, puesto que el calor que debe absorber es el calor latente para evaporar la humedad y no el calor sensible que eleva la temperatura.

Factores que afectan el rendimiento térmico en los secadores.- Los aspectos convenientes para obtener el máximo rendimiento son:

1.- Los gases a la salida del secado han de descargarse próximos al punto de saturación. Un proceso de secado puede considerarse eficaz si los gases abandonan el secado con una humedad relativa del 80% (en las condiciones atmosféricas normales puede suponerse que el aire está a 60 o 70°F y humedad relativa del 40%).

Cuando se comienza a secar un material que tiene gran contenido de humedad, los gases calientes que pasan a través de la sustancia estarán casi saturados, y pueden descargarse a la atmósfera sin pérdida de eficiencia; pero cuando el material está casi seco, los gases calientes adquieren muy poca humedad. Para obtener el grado de saturación requerido es común hacer recircular los gases.

2.- La diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida de los gases ha de ser máxima. Para que el rendimiento térmico sea elevado, la caída de temperatura de los gases a través del secado ha de ser la máxima posible; pero la temperatura inicial está determinada por la que puede soportar el material sin dañarse.

3.- El paso del material debe hacerse en dirección opuesta a la de los gases de secado (contracorriente); pero esto solo es posible cuando se trata de un material pesado, pues el material ligero se arrastraría por la corriente de gas caliente.

Otros factores que llegan a afectar el rendimiento térmico son: si el proceso es calentamiento directo o indirecto; el aislamiento térmico; las infiltraciones de aire; la uniformidad del secado.

Cálculo de calor. - Los datos requeridos para realizar el balance de calor en un proceso de secado son:

- 1.- Peso del material en base seca a la entrada del secador, W_{bs} , en lb/hr.
- 2.- Peso del agua a la entrada del secador, A_1 , en lb/hr.
- 3.- Temperatura del material a la entrada, t_1 , en °F.
- 4.- Peso del agua contenido en el material seco a la salida, A_2 , en lb/hr.
- 5.- Temperatura del material a la salida, t_2 , en °F; si no se cuenta con este dato, se supondrá igual a la temperatura a la cual el aire abandona el secador, T_2 en °F.
- 6.- Temperatura a la cual el aire abandona el secador, T_2 , en °F.
- 7.- Temperatura a la cual se desea calentar el aire, T_1 , en °F.
- 8.- Temperatura ambiente, T_o , en °F
- 9.- El calor latente de vaporización del agua se considera 1,200 BTU.
- 10.- La capacidad calorífica del material a secar, C_p , en BTU/lb°F.
- 11.- Comúnmente se considera un 10% de sobrediseño en la capacidad del quemador.

Existen dos procedimientos de cálculo de calor según el tipo de secador: sin recirculación de aire y con recirculación de aire.

1.- Sin recirculación de aire (Fig. 7.9):

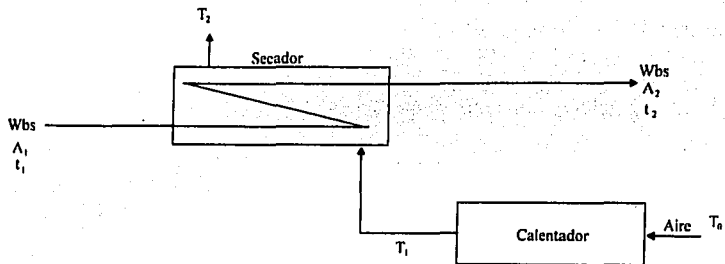


Figura 7.9.- Diagrama para el cálculo térmico de un secador sin recirculación de aire

1. 1. Calor para el material seco:

$$Q_1 = (W_{bs})(C_p \text{ material})(t_2 - t_1) \quad [7.26]$$

1. 2. Calor para calentar la humedad remanente del material:

$$Q_2 = (A_2)(C_p \text{ agua})(t_2 - t_1) \quad [7.27]$$

1. 3. Calor para evaporar la humedad:

$$Q_3 = 1200(A_1 - A_2) \quad [7.28]$$

1. 4. Capacidad del quemador:

a.- Del balance de calor se obtiene:

$$(Q_1+Q_2+Q_3)1.10=(W \text{ aire})(C_p \text{ aire})(T_1-T_2) \quad [7.29]$$

b.- La capacidad del quemador es:

$$Q \text{ quemador}=(W \text{ aire})(C_p \text{ aire})(T_1-T_0) \quad [7.30]$$

Substituyendo la ecuación [7.29] en la [7.30], se obtiene:

$$Q \text{ quemador}=\frac{1.1(Q_1+Q_2+Q_3)(C_p \text{ aire})(T_1-T_0)}{(C_p \text{ aire})(T_1-T_2)} \quad [7.31]$$

Suponiendo que el calor específico del aire permanece constante, se obtiene:

$$Q \text{ quemador}=1.1(Q_1+Q_2+Q_3)(T_1-T_0)/(T_1-T_2) \quad [7.32]$$

2.- Con recirculación de aire (suponiendo un 80% de recirculación) (Fig. 7.10):

2. 1. Calor para el material seco: igual al inciso 1. 1.
2. 2. Calor para calentar la humedad remanente del material: igual al inciso 1. 2
2. 3. Calor para evaporar la humedad: igual al inciso 1. 3.
2. 4. Capacidad del quemador:

a.- Del balance de calor se obtiene: igual a ecuación [7.29]

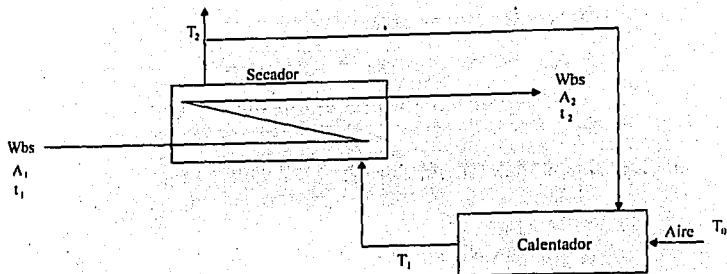


Figura 7.10.- Diagrama para el cálculo térmico de un secador con recirculación de aire

b.- La capacidad del quemador es:

$$Q_{\text{quemador}} = 0.8(W_{\text{aire}})(C_p \text{ aire})(T_1 - T_2) + 0.2(W_{\text{aire}})(C_p \text{ aire})(T_1 - T_0) \quad [7.32]$$

Substituyendo la ecuación [7.29] en la [7.32], y suponiendo que el calor específico del aire permanece constante, se obtiene:

$$Q_{\text{quemador}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3)(0.88 + 0.22(T_1 - T_0)/(T_1 - T_2)) \quad [7.33]$$

Ejemplo 7.6.- A continuación se presenta un ejemplo donde se muestran los dos procedimientos de cálculo para los dos tipos de secadores:

1.- Se desea secar 22026 lb/hr de material cerámico con un 50% de humedad hasta reducirlo a un 5%. El aire exterior se toma a 68°F, se calentará hasta 536°F y abandonará el secador a 140°F. El calor

específico del material cerámico es 0.3 BTU/lb°F, y el del aire es de 0.25 BTU/lb°F. Calcular el peso del aire requerido y la capacidad del quemador suponiendo que no existe recirculación.

1. 1. Datos

- a.- Carga: 22026 lb/hr de material cerámico
- b.- Humedad inicial: 50%
- c.- Humedad final: 5%
- d.- Temperatura ambiente, $T_o = 68^\circ\text{F}$
- e.- Temperatura a la cual se calentará el aire, $T_1 = 536^\circ\text{F}$
- f.- Temperatura de salida del aire, $T_2 = 140^\circ\text{F}$
- g.- Suposiciones: temperatura de entrada del material al proceso, $t_1 = 60^\circ\text{F}$; temperatura de salida del material, $t_2 = 140^\circ\text{F}$.
- h.- Calores específicos: C_p material = 0.3; C_p aire = 0.25, en BTU/lb°F

1. 2. Peso del material en base seca:

$$W_{bs} = 22,026 (0.5) = 11,013 \text{ lb/hr.}$$

1. 3. Peso del agua a la entrada:

$$A_1 = 11,013 \text{ lb/hr}$$

1. 4. Peso del agua contenido en el material a la salida:

$$A_2 = 11,013 (5/95) = 580 \text{ lb/hr.}$$

1. 5. Calor para el material seco:

$$Q_1 = 11,013 (0.3) (140-60) = 264,312 \text{ BTU/hr}$$

1. 6. Calor para calentar la humedad remanente del material:

$$Q_2 = 580 (1) (140-60) = 46,400 \text{ BTU/hr.}$$

1. 7. Calor para evaporar la humedad:

$$Q_3 = 1,200 (11013 - 580) = 12,519,600 \text{ BTU/hr.}$$

1. 8. Peso del aire:

$$W_{\text{aire}} = 1.1 (264,312 + 46,400 + 12,519,600) / (0.25 (536 - 140))$$

$$W_{\text{aire}} = 142,559 \text{ lb/hr.}$$

1. 9. Capacidad del quemador:

$$Q_{\text{quemador}} = 1.1 (264,312 + 46,400 + 12,519,600) / (536 - 68) / (536 - 140)$$

$$Q_{\text{quemador}} = 16,679,406 \text{ BTU/hr}$$

2.- Si existiera recirculación, ¿ cuál sería la capacidad del quemador para el caso anterior, suponiendo que se recirculara el 80%?

2. 1. Capacidad del quemador:

$$Q_{\text{quemador}} = (264,312 + 46,400 + 12,519,600)(0.88 + (0.22(536 - 68) / (536 - 140)))$$

$$Q_{\text{quemador}} = 14,626,555 \text{ BTU/hr.}$$

En los casos anteriores se supone calentamiento directo del aire, por lo tanto no se debe hacer corrección por eficiencia térmica, y tampoco se debe corregir por altura, ya que existe aire suficiente para la combustión.

VIII. Hornos de pintura.

Introducción.- En términos generales podemos decir que los propósitos del horneado son: formar películas de pintura durables y con características protectoras; disminuir el espacio y tiempo en una línea de producción, y controlar o acelerar el desprendimiento del solvente.

El horneado favorece la reacción de polimerización entrecruzada de las resinas que forman la pintura. La temperatura del horneado varía según el tipo de pintura.

Tecnología de los hornos.- Existen dos tipos de hornos que se utilizan para el curado de pintura, el primero es por mucho el más utilizado: hornos calentados por convección, y, hornos calentados por radiación.

El principio de convección se basa en el movimiento y distribución uniforme del aire sobre las piezas a calentar; es ideal cuando se calientan piezas complejas. El calentamiento por radiación se utiliza cuando se

hornean piezas de forma regular; por lo general se utiliza en combinación con el calentamiento por convección para, por ejemplo, precalentar el material a tratar.

Consideraciones para el diseño.- Los siguientes aspectos deben tomarse en cuenta cuando se diseñe un horno de pintura:

1.- Configuración del horno.- Existen dos etapas en el horneado de pintura: el levantamiento de temperatura en forma controlada, seguido por el período de sostenimiento de la temperatura, durante la cual la resina reacciona, o bien, como en el caso de las lacas acrílicas, se reflujan. Esto requiere de zonas específicas en el horno, cada una con su sistema de calentamiento y control. El aire se introduce al horno vía ductos de distribución, bien montados en el techo o en el piso.

2.- Ventilación del horno.- El curado de las pinturas libera compuestos combustibles dentro del horno, los cuales pueden causar una explosión; por esta razón se debe introducir aire fresco y extraer la cantidad equivalente de aire, lo anterior a fin de balancear el sistema.

En los hornos de pintura, la velocidad de circulación del aire se expresa como cambios por minuto, que no es otra cosa que los cambios totales del volumen del horno por minuto. La velocidad de circulación tiene influencia sobre la uniformidad en la temperatura del horno, seis cambios por minuto se consideran como mínimo, a mayores cambios por minuto, mayor uniformidad de temperatura.

El problema principal en el diseño es uniformizar la presión en todo el horno. El tener uniforme la presión, conduce a uniformizar el flujo de aire, y como el aire es el vehículo de calor, se logra uniformizar la temperatura del horno. Para lograr la adecuada distribución de presión, se colocan rejillas en la entrada del ducto de aire al horno.

Los ventiladores de proceso deben seleccionarse con una presión suficiente tomando en cuenta la caída de presión a través de las rejillas y alrededor de la carga. Los extractores de proceso, succionan el aire de la cámara a presión atmosférica y lo único que tienen que vencer es la caída de presión de la línea de retorno; normalmente se seleccionan con una menor presión que los ventiladores.

3.- Aire fresco.- La cantidad mínima de aire fresco que se debe introducir al horno, se calcula en base al solvente de la pintura; es importante asegurar que no se exceda el 25% del límite inferior de explosividad (LEL) (ver definición de LEL en págs. 14 y 15).

Cálculo de calor.- Existen dos procedimientos de cálculo en el diseño de hornos de pintura, uno para hornos continuos y otro para hornos por lotes.

1.- Horno continuo.

1. 1.- Los datos requeridos para efectuar el cálculo son:

a.- Peso unitario de la carga, W_1 , en lb.

- b.- Peso del *rack* o soporte de la carga, W_2 , en lb.
- c.- Peso por pie lineal del transportador, W_3 , en lb/pie.
- d.- Velocidad de diseño del transportador, V , en pie/min.
- e.- Distancia entre centros de la carga, D , en pies /min.
- f.- Cantidad de solvente a evaporar, S , en lb/hr.
- g.- Límite inferior de explosividad del solvente, LEL.
- h.- Dimensiones del horno: largo, L ; alto, A_l ; ancho, A_n ; en pies.
- i.- Tipo y espesor de aislamiento, e , en pulg.
- j.- Temperatura de operación, T , en °F.

1. 2. El procedimiento de cálculo es el siguiente:

- a. - Producción por hora:

$$P=60(W_1)(V/D), \text{ en lbs/hr} \quad [7.34]$$

- b. - Peso por hora del soporte:

$$W_2=60(W_2)(V/D), \text{ en lbs/hr} \quad [7.35]$$

- c.- Peso por hora del transportador:

$$W_3=60(W_3)(V), \text{ en lbs/hr} \quad [7.36]$$

- d.- Calor para la producción:

$$Q_1=(P)(C_p)(\Delta T), \text{ en BTU/hr} \quad [7.37]$$

e.- Calor para el soporte:

$$\dot{Q}_2 = (W_s)(C_p)(\Delta T), \text{ en BTU/hr} \quad [7.38]$$

f.- Calor para el transportador:

$$\dot{Q}_3 = (W_t)(C_p)(\Delta T), \text{ en BTU/hr} \quad [7.39]$$

En las tres últimas ecuaciones, C_p es la capacidad calorífica ya sea del producto, del soporte o del transportador según sea el caso, en BTU/lb °F, y ΔT es el gradiente de temperatura, en °F.

g.- Calor perdido por paredes:

$$\dot{Q}_4 = (A_1 + A_2)(HL), \text{ en BTU/hr} \quad [7.40]$$

donde, A_1 es el área total interna del horno, en pies²; A_2 es el área de ductería exterior del horno, en pies²; HL son las pérdidas por pared, en BTU/hr pie² (ver Tab 7.1).

1. 3. Aire requerido para el proceso: seleccionar el mayor de:

a.- Conociendo el tipo de solvente, se puede conocer el LEL y la densidad en estado vapor, ρ_v

$$\text{a.1. Volumen de vapor, } V_s = S/\rho_v \quad [7.41]$$

a.2. Volumen real de aire, $V_a = ((V_s / LEL) - V_s) / 60$, [7.42]
 en pies³/min

a.3. Corrigiendo por temperatura, $V_a = V_a(T + 460) / 530$ [7.43]

b.- Suponiendo que la diferencia de temperatura entre la de la carga y del aire que salen del horno es de 1 °F, y además, sabiendo que la temperatura a todo lo largo del horno debe ser uniforme, se tiene:

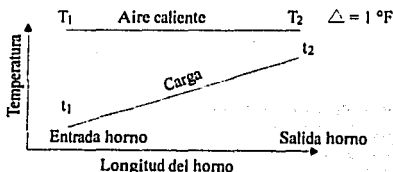


Figura 7.11.- Acercamiento térmico entre el aire caliente y la carga en un horno de pintura

b. 1. La diferencia media logarítmica de temperatura es:

$$LMTD = \frac{(T_2 - t_2) - (T_1 - t_1)}{\ln((T_2 - t_2) / (T_1 - t_1))} \quad [7.44]$$

$$LMTD = \frac{1 - (T_1 - t_1)}{\ln(1 / (T_1 - t_1))} \quad [7.45]$$

b. 2. Del balance de calor:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = (W \text{ aire})(C_p \text{ aire})(LMTD) \quad [7.46]$$

Reordenando la ecuación, el peso del aire es:

$$W_{\text{aire}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) / (0.2417)(LMTD)$$

b. 3. La densidad del aire a 70°F es de 0.0753 lb/pie³, entonces, el volumen del aire es:

$$V_a = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) / (0.2417)(LMTD) \cdot (1/0.0753)(1/60)$$

$$V_a = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) / (1.1)(LMTD) = \text{pie}^3/\text{min. std.} \quad [7.47]$$

Una vez seleccionado el mayor volumen de aire se calcula la capacidad del sistema de combustión:

1. 4. Capacidad del sistema de combustión:

$$Q = W_{\text{aire}}(0.2417)(T - T_0) \quad [7.48]$$

en donde T_0 es la temperatura del aire a la entrada del quemador, en °F;
 W_{aire} es el peso del aire de proceso, en lb/hr.

2.- Horno por lotes.

2. 1. Los datos requeridos para efectuar el cálculo son:

a.- Peso total del lote, W_1 , en lbs.

- b.- Peso total del soporte, W_2 , en lbs.
- c.- Tiempo de tratamiento, t , en hrs
- d.- Temperatura inicial del lote, t_1 , en °F.
- e.- Temperatura final máxima del lote, t_2 , en °F.
- f.- Dimensiones internas del horno: largo, L ; alto, A_1 ; ancho, A_n ; en pies.
- g.- Tipo y espesor de aislamiento, e , en pulg.
- h.- Cantidad y tipo de solvente a evaporar, S , en lb/hr.
- i.- Límite inferior de explosividad del solvente, LEL.

2. 2. El procedimiento de cálculo es el siguiente:

a.- Calor para el lote:

$$Q_1 = (W_1/t)(C_p)(t_2 - t_1), \text{ en BTU/hr} \quad [7.49]$$

b.- Calor para el soporte:

$$Q_2 = (W_2/t)(C_p)(t_2 - t_1), \text{ en BTU/hr} \quad [7.50]$$

En estas ecuaciones, C_p es la capacidad calorífica de la carga y del soporte, respectivamente, en BTU/lb°F.

c.- Calor perdido por paredes:

$$Q_3 = At(HL), \text{ en BTU/hr} \quad [7.51]$$

en donde A_t es el área interna total del horno, en pies²; HL son las pérdidas de calor por paredes, en BTU/hr pie² (Tab. 7.1).

2. 3. Aire requerido para el proceso: seleccionar el mayor de:

a.- De igual manera que en el inciso 1. 3. a
(ver ecuaciones [7.41] a [7.43])

b.- Similarmente al inciso 1. 3. b:

$$\text{b.1. Peso del aire, } W_{\text{aire}} = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3)}{(0.2417(\text{LMTD}))}, \text{ en lb/hr} \quad [7.52]$$

$$\text{b.2. Volumen del aire, } V_a = \frac{(Q_1 + Q_2 + Q_3)}{(1.1(\text{LMTD}))}, \text{ en pie}^3/\text{min. std.} \quad [7.53]$$

Una vez seleccionado el mayor volumen de aire se calcula la capacidad del sistema de combustión:

2. 4. Capacidad del sistema de combustión: igual a ecuación [7.48]

Nota: Se supone calentamiento directo del aire, por esta razón, no se corrige la capacidad del quemador por eficiencia térmica ni por altura.

Ejemplo 7.7.- A continuación se presenta un ejemplo que ilustra el procedimiento de cálculo para los dos tipos de hornos de pintura presentados.

1.- Horno continuo.

En un horno continuo se tratarán piezas para refrigerador con un peso unitario de 100 libras, el soporte de la carga pesa 7 libras, el transportador pesa 5 libras por pie lineal, la velocidad del transportador es de 4 pies/min, la distancia entre centros de la carga es de 3 pies, la pintura a aplicar es un esmalte acrílico con 40% en peso de sólidos en benceno, se aplican en total 110 lbs/hr de esta formulación. Se desea hornear la pintura a una temperatura de 248°F. Las dimensiones del horno son: largo, 80 pies; alto, 7 pies; ancho, 7 pies. La pared es de placa de acero de 1/4" con aislamiento de fibra de vidrio de 1". Determinar la capacidad del sistema de combustión y del ventilador de proceso (Fig. 7.12).

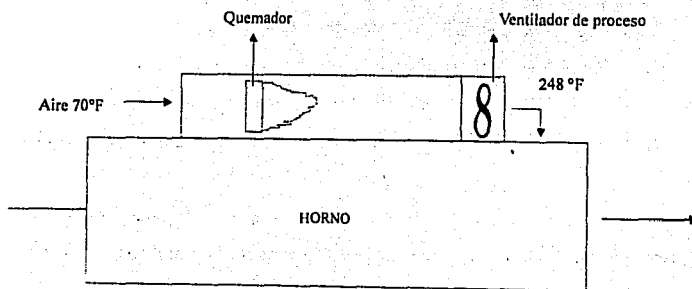


Figura 7.12.- Diagrama de un horno de pintura continuo para el ejemplo 7.7

1. 1. Datos:

- a.- Peso unitario de la carga, $W_1 = 100$ lbs.
- b.- Peso del soporte de la carga, $W_2 = 7$ lbs.
- c.- Peso por pie lineal del transportador, $W_3 = 5$ lbs/pie.
- d.- Distancia entre centros de la carga, $D = 3$ pies.
- e.- Densidad en estado vapor, $\rho_v = 0.2$ lb/pie³
- f.- Cantidad de solvente a evaporar, $S = 110$ lb/hr (0.6)=66 lb/hr
- g.- Límite inferior de explosividad del solvente, LEL, = 1.5%
- h.- Largo del horno, $L = 80$ pies.
- i.- Ancho del horno, $A_n = 7$ pies.
- j.- Alto del horno, $A_l = 7$ pies.
- k.- Tipo y espesor de aislamiento, $e = 1$ " de fibra de vidrio.
- l.- Temperatura de operación, $T = 248^\circ\text{F}$.

1. 2. Producción por hora:

$$P = (4/3) (100) (60) = 8,000 \text{ lb/hr}$$

1. 3. Peso por hora del soporte:

$$W_4 = (4/3) (7) (60) = 560 \text{ lb/hr}$$

1. 4. Peso por hora del transportador:

$$W_5 = 5 (4) (60) = 1,200 \text{ lb/hr}$$

Suponiendo que tanto el material a tratar, el soporte y la banda tienen un $C_p = 0.14 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$, se tiene:

1. 5. Calor para la producción:

$$Q_1 = 8,000 (0.14) (248 - 60) = 210,560 \text{ BTU/hr.}$$

1. 6. Calor para el soporte:

$$Q_2 = 560 (0.14) (248 - 60) = 14,740 \text{ BTU/hr.}$$

1. 7. Calor para el transportador:

$$Q_3 = 1,200 (0.14) (248 - 60) = 31,584 \text{ BTU/hr}$$

1. 8. Calor perdido por paredes:

a.- Superficie total del horno = $((80)(7) + (7)(7) + (80)(7)) \cdot 2 = 2,338 \text{ pies}^2$

b.- De Tabla 7.1, a 248°F y 1" de espesor de aislamiento, $HL = 70 \text{ BTU/hr pie}^2$.

c.- Calor perdido por paredes, $Q_4 = 2,338 (70) = Q_4 = 163,660 \text{ BTU/hr.}$

1. 9. Aire requerido para el proceso: seleccionar el mayor de:

a.- Aire requerido en base al LEL:

- a. 1. Volumen del vapor, $V_s = 66/0.2 = 330 \text{ pies}^3/\text{hr}$.
- a. 2. Volumen real de aire, $V_a = ((330/0.015) - 330) / 60 = 361 \text{ pies}^3/\text{min}$.
- a. 3. Volumen de aire corregido por temperatura:
 $V_a = (361) (248 + 460) / 530 = 483 \text{ pies}^3/\text{min}$.

b.- Aire requerido en base al balance de calor:

- b. 1. La diferencia media logarítmica de temperatura,

$$LMTD = \frac{1-(248-60)}{\ln(1/(248-60))} = 36^\circ\text{F}$$

- b.2. Peso del aire, $W_a = (210, 560 + 14, 740 + 31, 584 + 163, 660)/(0.2417 (36))$

$$W_a = 48, 332 \text{ lb/hr}$$

- b. 3. Volumen de aire, $V_a = 420, 544 / (1.1 (36)) = 10, 619 \text{ pies}^3/\text{min}$ a 70°F .

Comparando el inciso (a) y el (b), $10, 619 \text{ pies}^3/\text{min}$ es mayor a $483 \text{ pies}^3/\text{min}$, ésta es la capacidad del ventilador de proceso.

1. 10. La capacidad del sistema de combustión es:

$$Q = 48, 332 (0.2417) (248 - 70)$$

$$Q = 2, 391, 274 \text{ BTU/hr, comúnmente se}$$

considera un 15% de sobrediseño.

1. 11. Como el ventilador está a la descarga, entonces manejará el aire expandido a 248°F (ver ecuación [5.43]):

Capacidad del ventilador = $10,619 (248 + 460) / 530$

Capacidad del ventilador = 14,185 pies³/min; comúnmente se considera un 15% de sobrediseño.

2- Horno por lotes.

En un horno de 2 metros de alto, 1.5 metros de ancho y 5 metros de largo, se hornearán 1,000 Kgs. de piezas de fierro recubiertas con esmalte acrílico. El material se introduce al horno en unos soportes que en total pesan 100 Kgs; la temperatura del horneado es de 130 °C y el proceso dura en total 45 minutos. Para esta carga se aplica pintura con 35 Kgs. de benceno como solvente. La pared está aislada con fibra cerámica de 3" de espesor. Calcule la capacidad del sistema de combustión y del ventilador de proceso (Fig. 7.13).

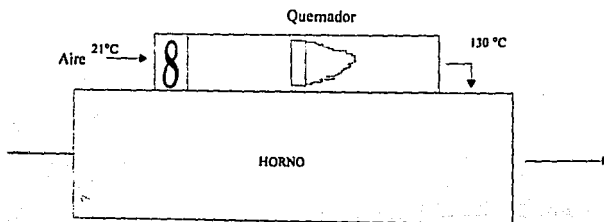


Figura. 7.13.- Diagrama de un horno de pintura por lotes para el ejemplo 7.7

2. 1. Datos

- a.- Peso total del lote, $W_1 = 1,000 \text{ Kgs} = 2,200 \text{ lbs.}$
- b.- Peso total del soporte, $W_2 = 100 \text{ Kgs.} = 220 \text{ lbs.}$
- c.- Tiempo de tratamiento, $t = 0.75 \text{ hrs.}$
- d.- Temperatura inicial del lote, $t_1 = 21^\circ\text{C} = 70^\circ\text{F}$
- e.- Temperatura final del lote $t_2 = 130^\circ\text{C} = 266^\circ\text{F}$
- f.- Largo del horno, $L = 5 \text{ mts.} = 16.5 \text{ pies}$
- g.- Ancho del horno, $A_n = 1.5 \text{ mts.} = 4.9 \text{ pies.}$
- h.- Alto del horno, $A_l = 2 \text{ mts.} = 6.6 \text{ pies}$
- i.- Espesor y tipo de aislamiento, $e = 3 \text{ pulg. de fibra cerámica}$
- j.- Cantidad de solvente a evaporar, $S = 35 \text{ Kgs.} = 86 \text{ lbs.}$
- k.- Limite inferior de explosividad del solvente, $LEL = 1.5\%$

Suponiendo que tanto el material a tratar como el soporte tienen un $C_p = 0.14 \text{ BTU/hr } ^\circ\text{F}$, se tiene:

2. 2. Calor para el lote:

$$Q_1 = (2,200 / 0.75) (0.14) (266 - 70) = 80,491 \text{ BTU/hr}$$

2. 3. Calor para el soporte:

$$Q_2 = (220/0.75) (0.14) (266 - 70) = 8,049 \text{ BTU/hr}$$

2. 4. Calor perdido por paredes:

- a.- Superficie total del horno = $((16.5) (4. 9)+(16.5) (6. 6)+(4.9) (6.6)) 2 = 444 \text{ pies}^2$
- b.- De Tabla 7.1 a 266°F y 3" de espesor, HL = 29 BTU/hr pie².
- c.- Calor perdido por paredes, $Q_3 = 444 (29)$
 $Q_3 = 12, 876 \text{ BTU/hr}$

2. 5. Aire requerido para el proceso: seleccionar el mayor de:

a.- Aire requerido en base al LEL:

a. 1. Volumen de vapor, $V_s=(86/0.75) /0.2 = 573 \text{ pies}^3/\text{hr}$

a. 2. Volumen de aire, $V_a = ((573/0.015) - 573) /60 = 628 \text{ pies}^3/\text{min.}$

a. 3. Volumen de aire corregido por temperatura:

$$V_a = 628 (266 + 460) /530 = 860 \text{ pies}^3/\text{min}$$

b.- Aire requerido en base al balance de calor:

b. 1. La diferencia media logarítmica de temperatura,

$$LMTD = \frac{1-(266-70)}{\ln(1/(266-70))} = 37^\circ\text{F}$$

b. 2. Peso del aire, $W_a, = (80, 491 + 8,049 + 12,876) /$

$$(0.2417 (37)) = 11, 340 \text{ lbs/hr}$$

b. 3. Volumen de aire, $V_a = (101, 416) / (1. 1 (37))$

$$V_a = 2, 492 \text{ pies}^3/\text{min a } 70^\circ\text{F.}$$

Comparando el volumen de aire de los incisos anteriores, la capacidad del ventilador de proceso debe ser de 2, 492 pies³/min; comúnmente se considera un 15% de sobrediseño.

2. 6. La capacidad del sistema de combustión es:

$$Q = 11, 340 (0.2417) (266 - 70)$$

Q = 617, 795 BTU/hr, comúnmente se considera un 15% de sobrediseño.

CONCLUSIONES

Los equipos y sistemas de combustión son ampliamente utilizados en muchos tipos y tamaños de industrias. Han sido, y son actualmente, una de las formas más importantes para la generación de calor.

El impacto que tiene el proceso de la combustión dentro de las industrias que lo requieren, es enorme. Debido a esto, es de suma importancia un conocimiento amplio sobre dicho proceso, así como del diseño, selección y operación de los equipos encargados de producirlo.

Existen en el mercado gran variedad de equipos de combustión, cada uno de ellos con diferentes características de diseño, control y operación, según las necesidades de cada proceso. Un equipo o sistema de combustión debe ser analizado desde los siguientes aspectos:

- Costo inicial
- Costo operacional
- Satisfacción de los requerimientos del proceso y producto
- Seguridad
- Contaminación ambiental

Del mismo modo, el diseño de hornos y cámaras de combustión es de vital importancia para el máximo aprovechamiento del calor liberado a través de la combustión. Un buen diseño de horno requiere de un gran análisis y una gran cantidad de conocimientos para que dicho diseño satisfaga correctamente la operación. Este tema es muy extenso, y

aunque en estas tesis se hacen menciones al respecto, ha salido del alcance de la misma.

Es de vital importancia para todas las industrias y empresas que se relacionan de un modo u otro con la combustión, promover la investigación, capacitación y el desarrollo de nuevos y mejores productos para el máximo aprovechamiento del mismo y para el mejoramiento de los procesos y aplicaciones. Los avances realizados en este campo, tendrán un gran impacto favorable dentro de las industrias, y consecuentemente, dentro de toda una nación.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- American Institute of Mining and Metallurgical Engineers
"Basic Open Hearth Steelmaking"
New York, N.Y. 1951
- 2.- American National Standards Institute
"Standard Specifications for Fuel Oils"
Designation D396-69, American Society for Testing and Materials
Philadelphia, Pa. 1970
- 3.- Boyen, J.L.
"Practical Heat Recovery"
John Wiley and Sons. Inc.; New York, N.Y. 1975
- 4.- Buffalo Forge Company
"Fan Engineering"
Buffalo, New York, 1983.
- 5.- Chemical Rubber Publishing Co.
"Handbook of Chemistry and Physics"
Cleveland, Ohio; 1959
- 6.- Combustión Industrial y Control S.A. de C.V.
"Curso de Combustión Industrial"
México, D.F. 1992
- 7.- Crane, Co.
"Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías"
McGraw Hill, 1987
- 8.- Del Arco Vicente, Luis
"Termotecnia Calor Industrial"
Ed. Mitre; Barcelona, España; 1984
- 9.- Eclipse, Inc.
"Combustion Engineering Guide"
Rockford, Illinois; 1986
- 10.- Elonka/Robinson
"Operación de Plantas Industriales: Preguntas y Respuestas"
McGraw Hill; México 1983
- 11.- Fryling, G.
"Combustion Engineering"
Combustion Engineering, Inc.; New York, N.Y.; 1966
- 12.- Gilhrst, J.D.
"Hornos"
Ed. Alhambra; Madrid, España; 1969
- 13.- Hougen, O.A; Watson, K.M; Ragatz, R.A.
"Principios de los Procesos Químicos". Parte I.
Ed. Reverté; Barcelona, España; 1980

- 14.- Huebner, S.R; Midland-Ross Corp.
"Application of Oxygen Enriched Combustion Air in Radiant Tubes
-Feasibility Study"; Gas Research Institute Report No. 1307; 1985
- 15.- Industrial Heating Equipment Association. Combustión Division.
"Combustion Technology Manual"
Virginia, U.S.A; 1988
- 16.- Kern, Donald Q.
"Procesos de Transferencia de Calor"
CECSA; México D.F; 1986
- 17.- Kirk y Othmer
"Enciclopedia de Tecnología Química"
John Wiley and Sons; 1978
- 18.- Kobayashi, H; Boyle, J.G; Keller, J.G;
Patton, J.B. and R.C; Industrial Combustion Technologies.
"Technical and Economic Evaluation of Oxygen Enriched
Combustion System for Industrial Furnace Applications".
American Society for Metals; 1986
- 19.- Lupton, H.P.
"Industrial Gas Engineering"
Walter Kind Std; London England; 1960
- 20.- Maxon Corp.
"Catálogo de Equipo"
Muncie, Indiana; 1993
- 21.- Nacif Narchi, José
"Ingeniería de Control Automático",
Tomo I. 1978
- 22.- North American Mfg.
"North American Combustion Handbook"
Cleveland, Ohio; 1978
- 23.- Perry y Chilton
"Manual del Ingeniero Químico"
McGraw Hill, México; 1983
- 24.- Rangel, E.L.
"Estudios sobre los Sistemas de Seguridad a Equipos de
Combustión para Procesos Industriales";
Tesis I.P.N; México, 1972
- 25.- Segeler, George C.
"Gas Engineers Handbook"
Industrial Press Inc; New York; 1965
- 26.- Smith/Van Ness
"Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química"
McGraw Hill; México, 1980
- 27.- Tecnoequipos Industriales S.A, de C.V.
"Curso de Reguladores de Presión"
México, D.F; 1992

- 28.- Thring, M.W.
"The Science of Flames and Furnaces"
Chapman and Hall; 1962
- 29.- Trinks, W.
"Industrial Furnaces"
Wiley; 1951
- 30.- United States Steel Corp.
"The Making, Shaping and Treating of steel"
Pittsburgh, Pennsylvania; 1951