

91
zej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

AHORRO DE ENERGIA EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO POR PRECALENTAMIENTO DE AIRE

T E S I S

Que para Obtener el Título de:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A

QUETZALCOATL MAGAÑA JIMENEZ

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

México, D. F.

1993



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.

INDICE.

página

INTRODUCCION.....	1
-------------------	---

CAPITULO 1

BALANCE ENERGETICO NACIONAL

1.1 Producción de energía primaria.....	4
1.2 Comercio exterior de energía primaria.....	5
1.3 Oferta interna bruta de energía primaria.....	6
1.4 Destino de la energía primaria.....	6
1.5 Centros de transformación.....	7
1.6 Comercio exterior de energía secundaria.....	9
1.7 Consumo nacional de energía.....	10
1.8 Consumo final total.....	10
1.9 Consumo final energético por sectores.....	11
1.10 División del consumo de energía por rama de actividad económica.....	12
1.11 Fuentes renovables de energía.....	15

CAPITULO 2

CONSUMO DE ENERGIA EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

2.1 Descripción de calentadores a fuego directo.....	18
2.2 Evaluación y diseño de calentadores a fuego directo.....	24
2.3 Quemadores.....	82

CAPITULO 3

FORMAS DE AHORRO DE ENERGIA PARA CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

3.0 Recuperación de calor.....	87
3.1 Formas de conservación de energía.....	90
3.2 Conservación de energía sin inversión de capital.....	91
3.3 Conservación de energía con inversión de capital.....	95
3.4 Calderas de CO.....	100
3.5 Otros métodos de ahorrar energía.....	101
3.6 Problemas de corrosión y ensuciamiento.....	101
3.7 Medidas generales para ahorro de energía en calentadores a fuego directo.....	103

CAPITULO 4

SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

4.1 Descripción de precalentadores de aire.....	108
4.2 Diseño y aplicación.....	120

CAPITULO 5

TECNICAS DE EVALUACION ECONOMICA

5.1 Método de recuperación.....	124
5.2 Método de recuperación de la inversión.....	124
5.3 Método del valor presente neto.....	125
5.4 Técnica del valor anual neto.....	126
5.5 Técnica del costo-beneficio.....	127

CAPITULO 6

OPTIMIZACION DE UN SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

6.1 Problema.....	129
6.2 Datos.....	129
6.3 Condiciones de diseño.....	131
6.4 Desarrollo	
6.4.1 Cálculos.....	132
6.4.2 Diseño de ventiladores.....	134
6.4.3 Diseño de ductos.....	138
6.4.4 Diseño del precalentador.....	141
6.4.5 Evaluación económica.....	149

CONCLUSIONES.....	153
-------------------	-----

BIBLIOGRAFIA.....	155
-------------------	-----

I N T R O D U C C I O N

INTRODUCCION

En los últimos años el consumo de energía en el mundo ha crecido exponencialmente, desde 20×10^{13} BTU en 1960 a 160×10^{13} en 1990. Estos datos sugieren la preguntas; ¿ Por cuanto más tiempo dispondremos de combustibles fósiles ?, ¿ Habrá fuentes alternas de energía como fusión o energía solar disponibles a tiempo en forma práctica ?, ¿ Podrá la energía nuclear resolver la crisis energética o causará la destrucción del entorno con desperdicios radiactivos ?, ¿ Que medidas se podrán aplicar para minimizar el desperdicio de energía en usos no esenciales como sistemas de aire acondicionado, lanchas con motor para uso recreativo , anuncios eléctricos o programas de telenovelas, a expensas de usos importantes como transporte, productos petroquímicos o programas educativos en televisión ?.

El balance energético de la tierra muestra que la entrada de energía solar es de $174,000 \times 10^{12}$ w, 36 % del cual es reflejado; geotermal 32×10^{12} w; mareas 3×10^{12} w. Esta energía recibida resulta en: calentamiento, 42 %, evaporación, 22 %, y fotosíntesis, 0.1 %. El resto de la energía es remitido como radiación infrarroja. Fotosíntesis es el origen de todos los combustibles fósiles, es evidente su escasez y en consecuencia la importancia de conservación de energía.

La tierra existe en un delicado balance entre la energía recibida del sol, reflejada hacia el espacio y absorbida por fotosíntesis. Sería altamente peligroso disturbar este balance, que podría resultar en fenómenos como huracanes e inundaciones más violentas, y cambios climatológicos que podrían destruir ricas zonas de agricultura.

La contaminación térmica (calentamiento de la atmósfera) puede ser un problema sin solución con que la humanidad va a tener que aprender a vivir. Se ha observado contaminación térmica local por plantas termoelectricas, que causan el calentamiento de ríos o lagos producido por la descarga de agua de los condensadores. Aún plantas modernas tienen eficiencias de 40 %, así que el 60 % de la energía es disipada como calor. Esta energía es eventualmente transferida a la atmósfera, por evaporación de agua o por radiación. Aún la energía eléctrica útil, usada para cocinar, operar motores o calentamiento, acaba como calor que es disipado. Sólo el uso de energía solar no afecta al clima. En grandes ciudades se han notado cambios de clima locales, donde la temperatura es mayor que en sus alrededores, debido a la producción de contaminantes; edificios que modifican el albedo y que tienen una mayor capacidad de calor, reteniendo el calor por más tiempo; lluvia que escurre más rápidamente por el drenaje (disminuyendo la evaporación); y el uso concentrado de energía, que se suma al suministro de energía solar. En el presente el efecto global del uso de energía sólo ha aumentado la temperatura promedio de la tierra en 0.002 °C. Sin embargo, si el consumo de energía en el mundo llega a niveles que al presente se emplean en U.S.A., el aumento podría ser significativo.

La combustión de sustancias fósiles provoca el efecto invernadero. La radiación solar de ondas cortas (visible) pasa por la atmósfera, pero la radiación de ondas más largas (infra-rojas) emitida por la tierra es absorbida por CO_2 , agua y ozono en la atmósfera y después es re-radiado en todas direcciones. Por tanto estas moléculas causan un calentamiento adicional de la atmósfera. El mismo tipo de efecto ocurre en un invernadero, donde el techo y las paredes de vidrio transmiten la radiación de ondas cortas que llega del exterior, pero no la radiación de ondas más largas generadas en el interior. Observaciones en Mauna Loa, Hawaii, indican que el contenido de CO_2 en la atmósfera ha aumentado constantemente por 0.2 % por año hasta el presente 320 ppm. Se calcula que un aumento a 379 ppm aumentaría la temperatura de la tierra por 0.5 °C, y su duplicación la aumentaría por 2.0 °C. Un aumento en la temperatura de la tierra podría causar más descomposición de la caliza (CaCO_3) en CO_2 , y además, si los océanos se calientan disolverán menos CO_2 , ambos efectos contribuyendo aún más al efecto invernadero.

Es importante el ahorro de energía, no sólo por razones económicas, sino aún más por motivos ecológicos para que la tierra siga siendo habitable. Jacques Costeau reporta que ha habido una gran disminución de la visibilidad en el mar Mediterráneo en sólo treinta años. Numerosas especies de peces han desaparecido del mar Báltico. Serios problemas irreversibles pueden resultar por actividades humanas antes de darnos cuenta.

Además el ahorro de energía es deseable porque se disminuyen los costos de combustibles y costos de mantenimiento, se eleva la producción y sobre todo la vida útil de los equipos industriales. Así se mejora la costeabilidad del proceso industrial.

CAPITULO 1

BALANCE ENERGETICO NACIONAL

BALANCE NACIONAL DE ENERGIA 1991.

En el Balance Nacional de Energía se toma en cuenta la oferta, la transformación y consumo de energía en México. También se identifica el origen, uso y participación de las diferentes fuentes energéticas.

Los indicadores energéticos para 1991 está basados en el consumo nacional de energía y en moneda constante de 1980.

I. Producción de energía primaria.

En 1991, la producción nacional de energía primaria totalizó 2118.9 petacalorías definidas como 10^{15} calorías (véase cuadro 1), cifra 3.0% superior a la del año anterior. Este crecimiento se debió básicamente al aumento de los hidrocarburos y la biomasa, el cual compensó la caída observada en la electricidad obtenida por vía hidroeléctrica y el carbón. Los hidrocarburos se mantuvieron como la principal fuente de energía al participar con el 90.3% del total. La producción del petróleo crudo aumentó en 5.0% a la de 1990, y la de condensados en 12.8 %; mientras que, por el contrario, la producción de gas asociado y no asociado bajó en 3.8%.

La biomasa, constituida por leña y bagazo de caña, representó el 4.4 por ciento del total (véase cuadro 1).

Cuadro 1.

	1990		1991		VARIACION (91/90)
	PETACALORIAS	%	PETACALORIAS	%	
TOTAL	2056.888	100.0	2118.906	100.0	3.0
CARBÓN	35.640	1.7	32.440	1.5	-9.0
HIROCARBUROS	1850.522	90.0	1913.834	90.3	3.4
*petróleo crudo	1401.261	68.1	1471.940	69.5	5.0
*condensados	57.270	2.8	64.608	3.0	12.8
*gas no asociado	64.794	3.2	61.888	2.9	-4.5
*gas asociado	327.197	15.9	315.398	14.9	-3.6
ELECTRICIDAD	80.779	3.9	80.450	3.8	-0.4
*nucleoenergía	7.417	0.4	10.969	0.5	47.9
*geoenergía	13.207	0.6	13.898	0.7	5.2
*hidroenergía	60.155	2.9	55.583	2.6	-7.6
BIOMASA	89.947	4.4	92.182	4.4	2.5
*bagazo de caña	19.107	1.0	20.939	1.0	9.6
*leña	70.840	3.4	71.243	3.4	0.6

La generación de electricidad ocupó el tercer lugar, con una participación de 3.8%, con 69.1% producido en plantas hidroeléctricas. Finalmente, el carbón tuvo una participación del 1.5% disminuyendo 0.2 puntos porcentuales respecto a 1990. La baja

en este último energético se debe a la menor actividad del sector siderúrgico y minero metalúrgico durante dicho periodo.

La producción nacional de petróleo crudo se realiza mayoritariamente en la región marina del Golfo de Campeche, con el 71.2 %, seguida por la Región Sur con el 24.8% y por la Región Norte con el 4.0%.

Del total de gas producido, una vez descontado el encogimiento de gasoductos, el 83.6% fue gas asociado y el 16.4% restante lo conformó el gas no asociado, que se extrae en forma conjunta al crudo, la producción se concentra en las regiones La Marina y Sur, en donde se obtuvo el 31.9 y el 55.1% de la producción respectivamente, mientras que el 13.0% se realizó en la región Norte.

La hidroelectricidad cayó en 7.6% respecto al año anterior, reduciendo su participación en la producción total a 2.6%. De manera contraria, la energía geotérmica experimentó un alza del 5.2%, para representar el 0.7% de la producción de energía primaria.

II. Comercio exterior de energía primaria.

Los intercambios de energía primaria con el exterior se componen de petróleo y carbón.

Las exportaciones de petróleo crudo totalizaron 756.4 petacalorías, constituida en volumen de 64.1% de crudo Maya, 24.0% de crudo Istmo y 11.9% de crudo Olmec. Las exportaciones se incrementaron 7.5% respecto a 1990.

Finalmente para el carbón, se exportaron 0.005 petacalorías y se importaron 0.2 petacalorías, produciendo un saldo deficitario para este energético.

Por tanto, la balanza de comercio exterior de energía primaria tuvo un saldo neto favorable de 756.2 petacalorías (véase cuadro 2).

Cuadro 2.

	Exportaciones		Importaciones		Saldo Neto	
	90	91	90	91	90	91
TOTAL	703.732	756.428	1.379	0.179	702.353	756.249
CARBON	0.038	0.005	1.379	0.179	-1.341	-0.174
PETROLEO						
CRUDO	703.694	756.423	-----	-----	703.694	756.423

III. Oferta interna bruta de energía primaria.

La oferta interna bruta de energía primaria consiste de la suma de la producción total, la variación de inventarios y las importaciones de energía, a la que se le descuenta la energía no aprovechada y las exportaciones. (véase cuadro 3).

Cuadro 3.

	1990	1991
	pcal	
TOTAL	1315.999	1326.187
producción	2056.888	2118.906
exportaciones	-703.732	-756.428
importaciones	1.379	0.179
variación de inventarios	-4.281	3.604
energía no aprovechada	-34.255	-40.074

Durante 1991 la variación de inventarios de energía primaria tuvo movimientos pequeños, con una desacumulación de carbón, de petróleo crudo y gas asociado, además de ligeros almacenamientos de gas no asociado y condensados, lo que finalmente resultó en una incorporación de 3.6 petacalorías que se suman a la oferta interna bruta. Al adicionar a este concepto las importaciones de carbón se obtienen 3.8 petacalorías que se suman a la oferta interna bruta.

La energía no aprovechada, que fundamentalmente está constituida por el envío a la atmósfera de gas y condensados y, en forma marginal, por derrames accidentales de petróleo crudo, alcanzó un total de 40.1 petacalorías, lo que resulta 17% superior al nivel observado en 1990, cuando no se aprovecharon 34.3 petacalorías. Destaca la quema de condensados que representó el 70.1% del total. La deducción mas significativa de oferta interna bruta fueron las exportaciones, que aunadas a la energía no aprovechada, totalizaron 796.5 petacalorías.

La oferta interna bruta de energía primaria registró un incremento de 0.8 por ciento con respecto a 1990, totalizando 1326.2 petacalorías (véase cuadros 1 y 4); los hidrocarburos participaron con el 84.4 % .Con relación a 1990, el petróleo crudo aumentó de 52.8 a 54% y los condensados de 2.7% a 2.8% mientras que el gas de 28.8% a 27.6%, y la electricidad disminuyó de 6.2% a 6.1%.

IV. Destino de la energía primaria.

Existen dos destinos de la corriente de energía primaria: su uso en los centros de transformación, y directamente por el consumidor final. En 1991, la energía primaria utilizada directamente por el consumidor final totalizó 102.2 petacalorías, representando el 7.75% del total, del cual el 69.7% a la leña, 20.3 del bagazo de caña y 10 del gas natural. La mayor parte de la energía primaria, el 90.8% que asciende a 1204.1 petacalorías, se sometió a procesos de transformación.

Cabe mencionar que el 0.7% de la energía primaria disponible en el país no va a alguna de estas vertientes sino que es empleada por el propio sector energético. En 1991, estos usos totalizaron 9.1 petacalorías, mientras que 6.5 petacalorías (0.5% del total) se atribuyen a pérdidas por transporte, distribución y almacenamiento. Se observa una diferencia estadística, variable de cierre o ajuste, de 4.3 petacalorías (el 0.3% restante) (véase cuadro 1).

V. Centros de transformación.

En esta sección se detalla el proceso de obtención de energía secundaria a partir de la energía primaria en los diversos centros de transformación. En primer lugar, se ofrece un panorama de la capacidad instalada en dichos centros.

En 1991 se contó con 7 refinerías para proceso de crudo, 6 de ellas con una capacidad de destilación entre 195 a 330 MBD (Miles de Barriles Diarios) y una con sólo 9 MBD, integrando una capacidad de refinación completa de 1333 MBD. Para el procesamiento de gas natural y condensados se tuvo una capacidad nominal de 1300 MMPCD de absorción y 3329 MMPCD (Millones de Pies Cúbicos Diarios) de plantas criogénicas.

En diciembre de 1991 la capacidad instalada para la generación de electricidad totalizó 26797 MW, el 60.7% producidos en centrales térmicas convencionales, 29.6 en hidroeléctricas, 4.5 en carboeléctricas, el 2.7 en geotérmicas, y 2.5 en la central nucleoelectrónica.

En el sector carbonífero se mantienen en funcionamiento 4 plantas coquizadoras con recuperación de productos y dos con hornos de colmena, cuya capacidad instalada en 1991 fue de 3.4 millones de toneladas, en donde se obtuvo el coque que se emplea en la industria siderúrgica y minerometalúrgica.

V.1. Energía primaria a transformación por centros de destino.

En 1991 se enviaron 1204.1 petacalorías a transformación (véase cuadro 1). Dentro de las refinerías se procesó el 58.8% del total, sumando 707.6 petacalorías; 99.8% correspondió a petróleo crudo y el 0.2% restante a condensados. A las plantas de gas y fraccionadoras se envió el 31.7% del total, es decir 381.7 petacalorías de gas húmedo dulce, gas amargo y condensados.

Cuadro 5.

	Petalcal.	%	Petalcal.	%	Variación % 91/90
TOTAL	1201.643	100	1204.088	100	0.2
refinerías	692.588	57.6	707.566	58.8	2.2
plantas gas y fraccionadoras	393.059	32.7	381.691	31.7	-2.9
cent. eléctricas	98.942	8.2	99.992	8.2	0.3
coquizadoras	17.054	1.5	15.639	1.3	-8.3

En las centrales eléctricas se transformó el 8.2% del total, que significó 99.2 petacalorías; en las plantas hidroeléctricas, 55.6 petacalorías; en las plantas geotérmicas 13.9 petacalorías; en la central nucleoelectrica 11.0 petacalorías y en las carboeléctricas 18.7 petacalorías. Finalmente, en las plantas coquizadoras se transformaron 15.6 petacalorías de carbón, el 1.3% restante de la energía total enviada a procesamiento en el país (véase cuadro 5).

V.2. Energía primaria por tipo de energético.

Del total de energéticos enviados a los centros de transformación, el petróleo crudo, el gas natural y los condensados formaron 90.4 % del total (véase cuadro 6).

Cuadro 6. Energía primaria a transformación.

	1990		1991		Variación % 91/90
	pcal	%	pcal	%	
TOTAL	1201.64	100.0	1204.09	100.0	0.2
carbón	35.22	2.9	34.38	2.9	-2.4
petróleo crudo	690.53	57.5	705.9	58.6	2.2
condensados	35.61	3.0	36.48	3.0	2.4
gas no asociado	51.23	4.3	49.37	4.1	-3.6
gas asociado	308.27	25.6	297.52	24.7	-3.5
nucleoenergía	7.42	0.6	10.97	0.9	47.9
geoenergía	13.21	1.1	13.90	1.2	5.2
hidroenergía	60.16	5.0	55.58	4.6	-7.6

V.3. Productos obtenidos en los centros de transformación.

La producción de los centros de transformación fue de 1188.8 pcal. De las refinerías, plantas de gas y fraccionadoras se obtuvieron 1073.8 pcal, 2 % superior a lo de 1990 y 90.2 % de la producción bruta de energía secundaria. De la producción de petrolíferos el 23.8 % correspondió al gas, 22.6 al combustóleo, 22.5 a las gasolinas y naftas, 13.8 al diesel, 8.8 al gas licuado y 8.5 lo conformaron productos no energéticos, kerosinas y coque de petróleo. De estos productos 203.5 pcal se utilizaron en la generación de energía eléctrica y 149.6 pcal fueron destinados a usos internos en refinerías, plantas de gas y fraccionadoras. Deduciendo estas cantidades de las 1073.0 pcal originales, queda un total de 719.9 pcal que se destinaron a los demás sectores.

En termoeléctricas convencionales se obtuvieron 67.9 pcal de electricidad, las que adicionados a la generación por otras fuentes (núcleo, carbo, geo e hidroeléctricas) produjeron un total de 101.8 pcal. de electricidad, que representa el 8.6% de la energía obtenida en la transformación.

Las coquizadoras contribuyeron con 14.8 pcal, es decir 1.2 % de la producción de los centros de transformación.

De la suma de estos tres conceptos de 835.8 pcal hay que deducir 5.2 de electricidad que utilizó el sector energético, 14.1 % de pérdidas por transporte, distribución y almacenamiento y agregar 0.2 % por diferencias en realizar estadística, para un saldo neto de 816.7 pcal, que adicionadas a las 35.1 pcal asociados al comercio exterior y a la variación de inventarios, dan un total de 851.8 pcal que se enviaron a consumo final secundario.

V.4. Pérdidas por transformación.

Las pérdidas por transformación consisten de la diferencia entre la energía enviada a transformación y la obtenida en forma de energía secundaria. El total de estas pérdidas fue de 218.7 pcal.

Las pérdidas por transformación en refinerías, plantas de gas y fraccionadoras fueron de 16.3 pcal, es decir un coeficiente de conversión de 98.5%, que excede al de 1990 en 1.6%.

En las centrales eléctricas las pérdidas por transformación fueron de 200.9 pcal; 77.0% en plantas térmicas convencionales y nucleoelectricas y 23.0% en centrales hidroeléctricas y geotérmicas. En conjunto el sistema eléctrico nacional tuvo una eficiencia de 33.6%, 0.3% superior a la de 1990.

Las coquizadoras registraron pérdidas por transformación de 1.6 pcal, o sea, un coeficiente de conversión de 89.9%.

VI. Comercio exterior de energía secundaria.

Las exportaciones de energía secundaria en 1991 estuvieron compuestas casi totalmente por productos refinados 95.9%, electricidad fue de 3.7% y coque 0.4 %. En términos caloríficos las exportaciones fueron de 47.1 pcal, 10.2% menores que en 1990, debido a las bajas de algunos productos, principalmente gas licuado que declinó por 23.6%, y diesel, 35.8%.

Al contrario los envíos de gasolina y naftas se elevaron en 83.4%, las kerosinas en 12.1% y el combustóleo en 1.5 %, y las exportaciones de coque también aumentan significativamente.

De las importaciones de energía de 88.4 cal los derivados del petróleo y el gas natural representaron el 98.8%, mientras que el coque y la electricidad provenientes del exterior fueron de 0.6% cada uno. Las importaciones de productos petrolíferos y gas natural fueron de 87.3 pcal, que es 46.7 superior a 1990. De este total las gasolinas representaron el 40.6%, el combustóleo 31.2, el gas natural 18.4, el gas licuado 9.2 y los productos no energéticos 0.6. En el caso del gas natural se importaron 16.0pcal, casi cuadruplicándose las importaciones (véase cuadro 7).

VII. Consumo nacional de energía.

El consumo nacional de energía en 1991 fue de 1361.3 pcal, es decir 2.7% mayor a la de 1990. El sector energético utilizó 407.3 pcal, el 29.9% de la energía empleada, y los demás sectores de la economía emplearon 954.0 pcal, 70.1%. De este último el consumo en transporte fue 35.8%, industrial 31.2, residencial y comercial 20.3, agropecuario 2.4 y no energético 10.3.

Los requerimientos de energía por unidad de producto interno bruto en 1991 fueron de 250 kcal por peso producido, es decir 0.9% inferior a 1990 y el coeficiente del crecimiento del consumo de energía y la variación del producto interno bruto fue de 0.7. El consumo de energía por habitante fue de $1.6 \times 10^{(-5)}$ pcal, 0.5% superior a 1990.

Cuadro 8. Consumo nacional de energía

	1990		1991		Variación %
	pcal *	%	pcal	%	91/90
CONSUMO NACIONAL	1325.93	100.0	1361.32	100.0	2.7
sector energético	405.60	30.6	407.28	29.9	0.4
autoconsumo	158.76	12.0	163.90	12.0	3.2
transformación	231.69	17.5	218.70	16.1	-5.6
pérdidas	14.33	1.1	20.56	1.5	43.5
dif. estadística	0.82	-----	4.12	0.3	----
sector no energético	920.33	69.4	954.04	70.1	3.7
no energético	98.53	7.4	97.98	7.2	-0.6
energético	821.80	62.0	856.06	62.9	4.2

* pcal = petacaloría (10^{15} cal)

VIII. Consumo final total.

El consumo final total de energía en 1991 fue de 954.0 pcal, o sea un aumento de 3.7 % relativo a 1990. El uso no energético disminuyó 0.6 % relativo a 1990, pasando de 98.5 a 98.0 pcal. De este total 77.8 % fue empleado por la industria petroquímica de Pemex, que utiliza como materia prima gas natural, etano, propano, butano y naftas; el 22.2 % restante fue utilizado en diversas ramas industriales y transporte, en forma de asfaltos, lubricantes, grasas, y solventes (véase cuadro 9).

El consumo de la industria energética aumentó de 821.8 a 856.1 pcal entre 1990 y 1991, un aumento de 4.2%. Los derivados de los hidrocarburos contribuyeron con 78.3 %, electricidad 9.5 y la leña, el bagazo de caña y el coque con 12.2.

Entre 1990 y 1991 el consumo final energético aumentó en la mayoría de los productos: el bagazo de caña 9.5 %, gas natural 9.1, gasolinas 7.7, diesel 6.8, gas licuado 5.5 y electricidad 2.2. Por el contrario productos que registraron disminuciones fueron: el

coque 11.5 %, combustóleo 8.9, y kerosina 1.6. La leña creció ligeramente.

IX. Consumo final energético por sectores.

En 1991 el sector del transporte registró el mayor aumento del consumo a 39.9 %, 0.9 % mayor que en 1990; el sector industrial disminuyó al 34.8 %, 0.8 % menor; el agregado de los sectores residencial, comercial y público mantuvo su participación en 22.6%; y el sector agropecuario contribuyó con 2.7 %, disminuyendo en 0.1%.

La industria en 1991 consumió un total de 297.5 pcal, 1.7 % superior a 1990. De este total gas natural representó el 45.1 %, combustóleo 22.9, electricidad 15.1, bagazo de caña 6.4, coque 4.8 %, y diesel, gas licuado y kerosinas 5.7.

El transporte en 1991 consumió 342.0 pcal, es decir 6.7 % de aumento relativo a 1990. De este total la gasolina aportó 66.5 %, diesel 25.3, kerosinas 5.5, combustóleo 1.3, gas licuado 1.2, y la electricidad 0.2. Es notorio el aumento del consumo de gasolina en 7.7 %, de diesel 6.0, y de gas licuado como carburante de 5.5.

El sector residencial, comercial y público consumió 193.3 pcal en 1991, aumentando en 4.0% relativo a 1990. Se utilizó gas licuado para la cocción de alimentos, iluminación, calefacción, calentamiento de agua y alumbrado público, lo que representó el 37.4 % del total, leña 36.9, electricidad 15.7, gas natural 5.0, combustóleo 3.8 y kerosina y diesel 1.2. Por primera ocasión la leña cede su lugar como el producto más empleado en casas al gas licuado, denotando una mayor mecanización de los hogares.

El sector agropecuario en 1991 consumió 23.3 pcal, 1.5 % superior a 1990. Estos energéticos fueron diesel 68.9 %, electricidad 24.0, kerosina 5.4 y gas licuado 1.7.

Cuadro 9. Consumo final total de energía.

	1990		1991		variación % 91/90
	pcal	%	pcal	%	
Consumo total	920.33	100.0	954.04	100.0	3.7
no energético	98.53	10.7	97.98	10.3	-0.6
petroquímica	74.34	8.1	76.19	8.0	2.5
otras ramas	24.19	2.6	21.79	2.3	-9.9
energético	821.80	89.3	856.06	89.7	4.2
res.com y pub	185.79	20.2	193.26	20.3	4.0
transporte	320.60	34.8	342.01	35.8	6.7
agropecuario	22.97	2.5	23.31	2.4	1.5
ind. y minería	292.44	31.8	297.48	31.2	1.7

X. División del consumo de energía por rama de actividad económica.

En el sector industrial se consideran las industrias: petroquímica, siderúrgica, química, azúcar, cemento, celulosa y papel, minería, vidrio, fertilizantes, cerveza, refrescos, automotriz, construcción, aluminio, hule y tabaco. Ciertas industrias cuentan con instalaciones propias para la generación de electricidad para satisfacer una parte de sus requerimientos. En 1991 la capacidad instalada fue de 3297.0 MW, superior en 11.1 % a la de 1990, y consiste en: vapor 75.5%, gas 20.6, hidroeléctricas 2.3, y plantas de combustión interna 1.6. La autogeneración de energía en 1991 fue de 7.4 pcal, superior en 1.4 % con respecto a 1990. Por acuerdo los excedentes se entregan a la red de servicio público. Así se recibieron en 1991 0.194 pcal, 28.5 % superior a 1990.

La petroquímica de Pemex aumentó su consumo de energía de 45.1 a 49.4 pcal entre 1990 a 91, es decir por 9.5 %. Su participación en el consumo total del sector industrial fue del 16.6 %, 1.3 % superior a 1990. El gas natural representó el 95.1 % y el combustóleo 4.9. El gas natural usado como energético en la petroquímica de Pemex fue 35.0 % del gas consumido por la industria en conjunto, y fue 18.4 % de la producción total de gas residual y de refinerías. Así esta industria es la principal demandante de gas natural en nuestro país.

La siderurgia en 1991 consumió 45.8 pcal, 15.4 % del consumo total industrial, y 7.9 % inferior a la de 1990. El consumo energético estuvo conformado por gas natural 45.2 %, coque 28.0, electricidad 12.4, combustóleo 13.6, gas licuado 0.5, y diesel 0.3. El gas natural consumido fue de 15.4 % de la industria total, el de coque 89.5 % de los requerimientos totales, y de electricidad 12.7 % del total de toda la industria. Esta industria autogeneró 0.815 pcal durante 1991, 12.5 % de sus necesidades totales y 11.1 % de la autogeneración total.

La industria química incluye la producción de fibras, elastómeros, plásticos, resinas sintéticas, colorantes, pigmentos, y productos químicos básicos. El consumo de energía pasó de 32.5 a 33.1 pcal, aumentando 1.8 %, y siendo 11.1 % del total del consumo industrial. El gas natural representó el 48.9 %, la electricidad 15.6, el combustóleo 33.2, diesel 1.8 y gas licuado 0.5. Se estima que la autoproducción de electricidad generó 0.382 pcal, representando 6.9 % de sus requerimientos eléctricos y 5.2 % del total autogenerado. El diesel utilizado fue el 4.9 % del total de la industria, la electricidad 11.5, el gas natural 12.0, el combustóleo 16.1, y el gas licuado 4.1.

La industria azucarera aumentó sus requerimientos de energía de 28.9 a 29.2 pcal entre 1990 y 91, es decir en 1.0 %. Este consumo fue 9.8 % del total de la industria. El principal energético utilizado fue el bagazo de caña, 65.3 %; además se empleó combustóleo 34.4 % y electricidad y diesel 0.3 %. El consumo de combustóleo es significativo, siendo 14.7 % del consumo total

industrial y 12.5 % del consumo nacional. Se emplearon sólo cantidades marginales de diesel. La electricidad autogenerada se estima en 0.42 pcal, el 86.8 % de sus necesidades eléctricas, y 5.7 % de la generación total.

La industria cementera en 1991 consumió 25.8 pcal, 4.3 % superior a la de 1990 y 8.4 % del consumo de la industria nacional. El combustible participó con 79.4 %, electricidad 11.1, y gas natural 9.5. Esta industria consume 29.1 % del combustible empleado por la industria total, y 24.8 % de su consumo total.

La industria de celulosa y papel disminuyó su consumo de energía de 14 a 13.2 pcal de 1990 a 91, es decir en 5.6 %. Su consumo de energía fue 4.4 % de industria en conjunto. El combustible representó el 46.9 % del total, gas natural 35.9, electricidad 14.9 y diesel y gas licuado 2.3. El combustible consumido fue 9.1 % de los requerimientos industriales y 7.7 % del consumo total. La autoproducción de electricidad fue de 0.447 pcal que equivalen al 18.5 % de sus necesidades, y 6.1 % de la autogeneración privada .

Para la extracción de minerales metálicos y no metálicos, la industria minera consumió en 1991 un total de 12.4 pcal, 7.3 % menor que en 1990, y 4.2 % de la energía usada por la industria. Esta energía estuvo integrada por gas natural 40.0 %, electricidad 31.8, coque 10.3, combustible 9.0, diesel 8.6 y gas licuado 0.3 .El consumo de la electricidad fue el 8.8 % del total industrial, diesel 8.6, gas 3.7, y coque 9.0. La autogeneración de electricidad fue de 0.114 pcal, 2.8 % de la electricidad consumida y 1.6 % de la autogeneración total.

La producción de vidrio en 1991 consumió 8.1 pcal, 0.4 % más que en 1990, y 2.7 % de la energía industrial total. Esta industria es intensiva en el uso del gas natural con 82.3 %; además electricidad 9.0 combustible 4.0, coque 2.7, diesel 1.9 y gas licuado 0.1 .

Los fertilizantes disminuyeron su consumo de energía de 3.6 a 3.2 pcal de 90 a 1991, es decir 10.5 %, y siendo 1.1 % del total industrial. Se utilizó gas natural 83.1 %, electricidad 12.8, combustible 3.0, y diesel 1.1 . El gas natural representó el 2.0 % del consumo industrial y combustible 0.1 % .

La industria cervecera consumió 2.7 pcal, 2.5 % menos que en 1990, que está compuesto por combustible 48.5 %, gas natural 38.5, electricidad 8.2, diesel 3.6, y gas licuado 1.2 .Este consumo fue el 0.9 % del sector industrial. Se estima que se autogeneraron 0.139 pcal de electricidad, 38.1 % de sus requerimientos, que es 1.9 % del total de la generación privada.

La industria de aguas envasadas consumió 1.9 pcal , 18.4 % superior a 1990 (excluyendo uso para transporte), y siendo 5.6 % del consumo industrial. Está compuesto por gas natural 26.4 %, diesel 23.9, electricidad 22.6, combustible 16, y gas licuado 11.1 .

La industria automotriz (incluye el ensamble de vehículos, así como la fundición y vaciado para la producción de motores) aumentó sus requerimientos energéticos de 1.3 a 1.5 pcal de 1990 a 91, es decir 10.6 %. El consumo último fue 0.5 % de la industria. El energético más consumido fue la electricidad, con 47.5 %, seguido por gas natural con 35.6, gas licuado con 12.0, y diesel con 4.9.

En 1991 la industria de la construcción consumió un total de 1.5 pcal en mezcla y bombeo de cemento, movimiento de tierra, vibradores y compresores de aire. El consumo de diesel fue de 82.2 % y electricidad 17.8, lo cual muestra un incremento del 3 %. Esta rama consumió 0.5 % relativo al consumo de sector industrial en su conjunto. Esta industria utilizó gran cantidad de energía en el transporte de las obras que realiza; sin embargo este consumo se contabiliza en el rubro de transporte.

La industria del aluminio (fabricación de lingote primario, fundición, laminación, extrusión, estiraje y producción de derivados) disminuyó 11.4 % su consumo de energía de 1.6 pcal en 1990 a 1.4 pcal en 1991, 0.5 % del consumo del sector industrial en 1991. La electricidad fue la más utilizada con 53 % del total; los combustibles complementarios fueron el gas natural con 36.9 %, diesel 9.3, y gas licuado 0.5. El consumo de electricidad representó 1.7 % del consumo total de electricidad del sector industrial.

El consumo de energía en el hule (fabricación de llantas, cámaras, bandas, mangueras, partes automotrices, empaques y juntas de hule principalmente) empleó 1.3 pcal en 1991, superior en 2.9 % respecto a 1990 y equivalente a 0.4 % del consumo industrial. El gas natural constituyó 65.6 %, en tanto la electricidad 16.7, diesel 10.2, y gas licuado 0.1 del total.

La industria del tabaco consumió 0.1 pcal representando un aumento del 0.5 % respecto a 1990. El gas natural formó 57.1 %, electricidad 28.6, y el combustible 14.3 % de su consumo total.

La energía empleada en otras actividades industriales alcanzaron 67.7 pcal durante 1991, representando 22.8 % del total. Así se atribuyen 13.6 % al combustible, 19.0 gas natural, 47.9 electricidad, 64.5 diesel, 76.6 de gas licuado y el total de las kerosinas a los siguientes sectores:

Sector transporte.

En 1991 el consumo energético de los diferentes medios de transporte ascendió a 342.0 pcal, 6.7 % mayor a la registrada en 1990.

El autotransporte de carga y pasajeros consumió 311.5 pcal, frente a 288.4 alcanzadas en 1990 un incremento de 8.0 %. Esta cantidad es el 91.1 % del consumo del transporte. Los energéticos consumidos fueron gasolinas 72.9 %, equivalente a 227.0 pcal, 7.8 % mayor que

en 1990, diesel 25.8 %, equivalente a 80.5 pcal, 9.0 % más que en 1990; y gas licuado, aportó 4.0 pcal, 1.3% del total, 5.5 % mayor que en 1990.

El transporte aéreo consumió 19.2 pcal, 3.7% mayor que en 1990, representando el 5.6% de consumo del transporte. Los energéticos utilizados fueron las turbaciones con 97.8 % y las gasolinas con 2.2 %.

El sistema de transporte ferroviario consumió 5.6 pcal de diesel, 16.3 % inferior a 1990, representando 1.6 % del total del transporte. Así 80.0 % correspondió a transporte de carga, 14.3 al de pasajeros y 5.7 al transporte mixto y a los movimientos de patio.

El transporte marítimo utilizó 5.0 pcal, 21.7 % inferior a 1990, y represento el 1.5 % del consumo del transporte. Los energéticos consumidos fueron combustóleo 88.3 % y diesel 11.7 %.

El transporte eléctrico consumió 0.7 pcal, 6.8 % mayor que en 1990, representando 0.2 % del consumo del sector transporte. Esta energía es consumida por los metros y trolebuses de México y Monterrey con 92.1 % del total y tren ligero de Guadalajara con 7.9 %.

Sector residencial, comercial y público.

En 1991 el consumo energético de residencias representó el 85.1 % del consumo total del sector. Los energéticos de mayor consumo fueron lena 43.3 %, equivalente a 71.2 pcal, gas licuado 68.3 %, equivalente a 63.0 pcal, electricidad 11.5 %, equivalente a 18.9 pcal y gas residual, gas natural no asociado, y kerosinas con 6.9 %.

En comercios el consumo fue de 24.7 pcal, 12.8 % del total del sector. Los principales energéticos usados fueron la electricidad, con 29.8 % y o sea 7.4 pcal, gas licuado 38 % utilizando 9.4 pcal, y 32.2 % combustóleo, diesel y gas sumando 8.0 pcal.

Por último los servicios públicos requirieron 4.1 pcal, 2.1 % del consumo total del sector. Su consumo fue casi integralmente por electricidad.

XI. Fuentes renovables de energía.

El total de energía a través de sistemas alternos (energía solar, eólica, etc.) se estima en 0.172 pcal, 8.9 % superior a la de 1990.

La energía solar se usa principalmente en calentadores de agua. A través de estos sistemas se generaron 0.166 pcal en 1991, 7.1 % superior a 1990. La superficie total instalada pasó de 150 en 1990 a 160 mil metros cuadrados en 1991. Los módulos fotovoltaicos otorgan servicios como: bombeo de agua, iluminación doméstica, telefonía rural, repetidoras de microondas, señalamiento terrestre

y marítimo, y alumbrado público. La capacidad instalada pasó de 2 MW en 1990 a 3.7 en 1991 y se obtuvieron .005 pcal, 66.7 % mayor con respecto a 1990.

Los aerogeneradores y bombas de agua eólicas instaladas aumentaron de 300 a 330 KW entre 1990 y 91, lo que representa un aumento del 10.0 %, generándose una ascensión de 0.0005 pcal.

El desarrollo de otras fuentes energéticas renovables, como la microhidráulica y biodigestores, es aún incipiente, y no hay datos energéticos sobre su uso.

CAPITULO 2

CONSUMO DE ENERGIA EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

I. Descripción.

1. Clasificación de los calentadores a fuego directo.

Esta clasificación se hace de acuerdo al servicio que proporciona el CAFD al fluido de proceso:

A) Calentadores.- Se denominan así los que se usan solamente para suministrar calor a la corriente de proceso para calentarla, evaporar una parte o toda la carga sin que haya cambios químicos. Por ejemplo: calentadores de gas, (Fig. 2 y 3).

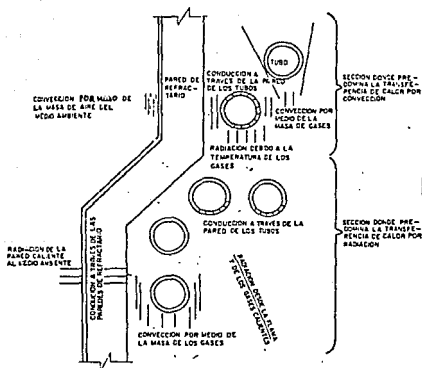


FIG. 1 FORMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

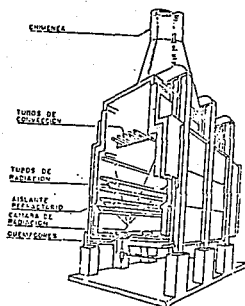


FIG. 2. CALENTADOR HORIZONTAL.

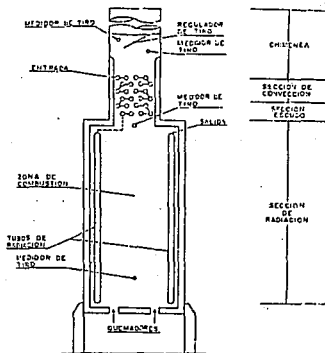


FIG. 3. CALENTADOR CILINDRICO VERTICAL.

B) Calentadores de cracking.- Son calentadores en los que se efectúa una descomposición térmica para obtener determinados productos o mejores compuestos para uso industrial. Por ejemplo, hornos de producción de olefinas, reductores de viscosidad, (Fig. 4).

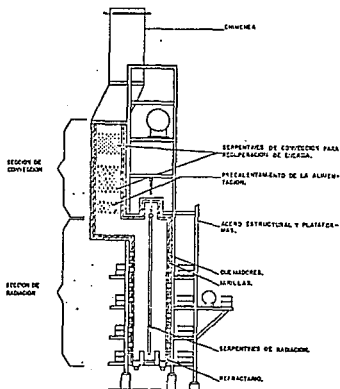


FIG. 4

C) Reformadores u Hornos Vapor-Hidrocarburos.- Son los hornos en los cuales se lleva a cabo una reacción química catalizada dentro del serpentín. Generalmente se diseñan los tubos como cámaras individuales de reacción con lechos de catalizador y que se calientan en la sección de radiación. Estos reformadores se usan para la producción de hidrógeno con los siguientes fines:

- a. Hidrógeno puro.
- b. Producción de LNG
- c. Producción de amoníaco

d. Producción de Metanol, etc. (Fig. 5)

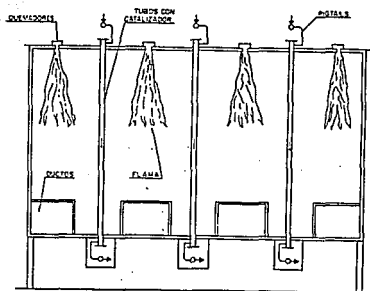


FIG. 5 REFORMADOR VAPOR-HIDROCARBUROS

Para los calentadores del inciso A se usan métodos de evaluación y de diseño térmico empíricos y semi-empíricos con una distribución de calor sin mayor problema en su control, salvo en casos especiales en los que el fluido de proceso tiende a coagular o sufrir cambios químicos.

2. Tipos de Calentadores.

- a) Calentadores cilíndrico-vertical.
- b) Calentadores rectangular-horizontal.

La colocación de los tubos puede ser como sigue:

CARD	Sección de Radiación	Sección de convección
Cilíndrico-vertical	Tubos verticales Tubos helicoidales	Tubos horizontales
Rectangular-horizontal	Tubos horizontales Tubos verticales	Tubos horizontales

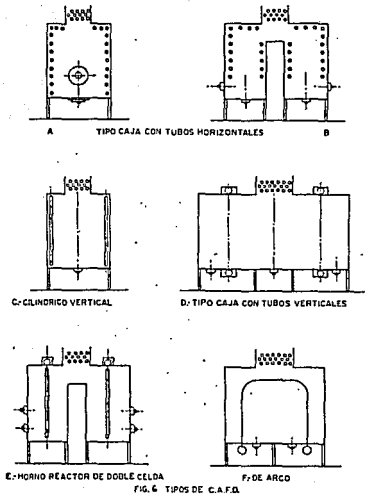
La figura 6 muestra diagramas simplificados de 6 diferentes tipos de calentadores. Los diagramas A y B son ejemplos de calentadores tipo caja de tubos horizontales, en los cuales los tubos son soportados por soportes de alta aleación desde las paredes laterales y en los arcos. Estos tipos pueden tener quemadores en el piso, en las paredes extremas o en las paredes laterales.

El tipo "C" es un horno cilíndrico vertical en el cual los tubos son soportados desde el techo al piso de la zona de radiación, por lo tanto requieren menos soportes que los tipo A y B. Este tipo de horno es con quemadores al piso y generalmente es más económico para fabricar.

El tipo "D" es de tubos verticales tipo caja. Este tipo puede usarse con una sola fila de tubos o con doble fila alternada o en varias filas, con hileras de quemadores a ambas caras de los tubos.

El tipo "E" es también un calentador tipo caja de tubos verticales pero de un tipo especial. Una unidad de doble celda radiante se muestra, pero este tipo es también formado por unidades de simple celda. Los tubos están en una sola fila en cada celda, con quemadores en ambos lados para mejor distribución uniforme del calor alrededor del tubo. También los quemadores se distribuyen a lo largo de los tubos, siguiendo un patrón de calentamiento verticalmente para un control máximo del perfil de flujo térmico. Estas características se desean en el control de la energía suministrada para los hornos reactores, pero es el tipo de diseño más caro en costo de materiales al igual que para construirlo.

El tipo "F" es un diseño tipo arco, especialmente adaptado para flujos de calentamiento bajo condiciones uniformes y con muy poca caída de presión desde el distribuidor de entrada hasta el de salida.



3. Sección de radiación.

En la sección de radiación se genera la flama y se alcanzan las temperaturas más altas, por lo que es conveniente absorber en esta sección la mayor cantidad de calor tomando en cuenta el área expuesta y material de los tubos para que esa absorción de calor resulte más económica y eficiente.

4. Sección de convección.

La sección de convección es una parte integral de un horno y su propósito es aprovechar el calor de los gases de combustión que abandonan la sección de radiación. El calor que se aprovecha es el que se adiciona al fluido de proceso que sufre un precalentamiento o es absorbido por otro servicio adicional en la zona de convección. Debido a que los gases de combustión al abandonar la zona de radiación

han perdido gran cantidad de su contenido de energía, cuando entran a la zona de convección ha disminuido su temperatura, por lo que la zona de convección opera a temperaturas menores que la zona de radiación.

Como en la sección de radiación, en la sección de convección el calor es transmitido por radiación y por convección. Pero como los fenómenos de conducción y convección son afectados primordialmente por la diferencia de temperaturas y muy poco por el nivel térmico, en la sección de convección la conducción y convección son los mecanismos que contribuyen en mayor proporción a la transmisión de energía.

Por lo anterior, los serpentines de la zona de convección en la mayoría de los hornos son hechos de tubos alitados o birlados para mejorar la transmisión de calor por convección.

5. Sección escudo.

Es la sección inicial de la sección de convección y ve directamente a la flama. Algunas veces se coloca en la sección de radiación y entonces forma parte de ella.

La transferencia de calor se efectúa por radiación y con gran influencia por convección ya que está en el paso de los gases calientes de la sección de radiación a la convección.

Generalmente se usan tubos desnudos colocados horizontalmente para esta sección.

II. Evaluación y diseño.

1. Criterios de prediseño.

Entenderemos como criterios de prediseño aquellos que no van incluidos en los métodos de cálculos clásicos (de diseño o evaluación) y que son básicos para un buen desarrollo de los mismos.

A. Aire para la combustión.

a) Aire teórico: es el aire estequiométrico para llevar a cabo la combustión del combustible en cuestión y la relación en peso aire/combustible se conoce con la fórmula de Dulong.

$$A_T = 0.115(\%C) + 0.345(\%H_2) + 0.0432(\%S - \%O_2) \dots \text{ec. (II.1)}$$

Donde:

A_r = Relación peso de aire teórico, lb aire/lb comb. o Kg aire/Kg comb.

$\% C$ = $\%$ peso de carbono en el combustible.

$\% H_2$ = $\%$ peso de hidrógeno molecular en el combustible.

$\% S$ = $\%$ peso de azufre en el combustible.

$\% O_2$ = $\%$ peso de oxígeno molecular en el combustible.

Generalmente se conoce el poder calorífico de los combustibles, tanto superior (PCS) como inferior (PCI), ya que son necesarios para el consumo de combustible, y, para simplificar los cálculos del aire teórico, se usan las siguientes fórmulas:

Para combustibles hidrocarburos gaseosos:

$$A_r = \frac{1638.5}{PCI+155.0} + 15.0 \quad \text{ec. (II.2)}$$

y para combustibles hidrocarburos líquidos:

$$A_r = 0.00075 (PCS) \quad \text{ec. (II.3)}$$

Donde:

PCI = Poder calorífico inferior del combustible; BTU/SCF

PCS = Poder calorífico superior del combustible; BTU/lb

- b) Aire práctico: es el aire usado realmente para la combustión, el cual es superior al teórico para asegurar una combustión completa.

Se encuentra con el exceso de aire suministrado y es:

$$A_p = A_T \left(1.0 + \frac{\%EXC}{100} \right) \quad \text{ec. (II.4)}$$

Donde:

A_p = Aire práctico; lb aire/lb comb. o Kg aire/Kg. comb.

$\% EXC$ = $\%$ peso de exceso de aire.

- c) Exceso de aire: prácticamente se han determinado los excesos de aire adecuados cuando se usan quemadores de tiro natural:

Para combustibles gaseosos = 20%

Para combustibles líquidos = 30%

Cuando se tiene una operación cuidadosa en el CAFD se pueden reducir los excesos de aire, aumentando así la eficiencia del mismo, o cuando se tienen quemadores especiales o de tiro forzado.

- d) Aire precalentado: cuando se usa aire precalentado se puede disminuir el porciento de exceso de aire ya que es más fácil la ignición de la mezcla comburente cuando lleva alguna energía (considerando que hay buen mezclado del aire con el combustible). Además, el aire precalentado hace que la temperatura de flama sea mayor y se mejore la transferencia de calor pudiendo subir o bajar la temperatura de los gases calientes a la salida de la sección de radiación, en comparación cuando no se usa aire precalentado. Esto depende de la cantidad de calor y flux que se requiera en dicha sección.

B. Pérdidas de calor por las paredes.

En los CAFD hay pérdidas de calor por las paredes debido a que se diseñan para que la temperatura exterior del cascarón sea 2000°F máximo (De acuerdo al espesor de refractario usado).

Los porcentajes de pérdidas que se toman de acuerdo a la

práctica son los siguientes:

Calentador Rectangular-horizontal: Total = 3% $Q_L = q_p$
 Radiación = 2% $Q_L = q_{pr}$
 Convección = 1% $Q_L = q_{pc}$

Calentador Cilíndrico-vertical: Total = 2.5% $Q_L = q_p$
 Radiación = 1.5% $Q_L = q_{pr}$
 Convección = 1% $Q_L = q_{pc}$

Donde:

Q_L = Calor liberado total; BTU/hr

C. Distribución de Calor Absorbido.

El calor absorbido por la corriente de proceso se determina por:

$$Q_A = \frac{\eta_{TP}}{100} \times Q_L \quad \text{ec. (II.5)}$$

Donde:

Q_A = Calor absorbido por la corriente de proceso, BTU/hr

η_{TP} = Eficiencia total del CAFD para el servicio de la corriente de proceso, %

$$Q_A = q_A + q_C \quad \text{ec. (II.6)}$$

Donde:

q_A = Calor absorbido en la sección de radiación por la corriente de proceso, BTU/hr

q_C = Calor absorbido en la sección de convección

por la corriente de proceso, BTU/hr

En base a la experiencia se sabe que del total de calor transmitido en el CAFD para la corriente de proceso, del 62 al 70%, se transmite en la sección de radiación y el resto en la sección de convección, o sea:

$$q_R = (0.62 \text{ a } 0.7) Q_A \quad \text{ec. (II.7)}$$

Cuando se inician los cálculos se toma 0.7 con objeto de tener menor área en la sección de radiación.

D. Selección del flux promedio en la sección de radiación.

El flux es la cantidad de calor absorbida por unidad de área. El flux se selecciona inicialmente de acuerdo a los valores recomendados que se muestran en la tabla No. 1 por el servicio del CAFD y el fluido que se maneja. Este flux promedio es:

$$FLUX = \frac{q_R}{A_R} \quad \text{ec. (II.8)}$$

Donde:

FLUX = Flux promedio en la sección de radiación;
BTU/hr pie²

A_R = Área de transferencia de calor de la
sección de radiación; pies²

E. Distribución de Calor en la Sección de Radiación.

En el diseño de los CAFD se tienen limitaciones por factores de operación y uno de ellos es la distribución real de calor en la sección de radiación, la cual si es desuniforme provoca una transferencia de calor demasiado alta en algunos puntos y puede descomponer al fluido de proceso formando coque que se deposita en los tubos. Esto tiene un efecto acumulativo conduciendo a una falla rápida del tubo, ya que esta capa de coque hace que se vaya elevando la temperatura de la pared del tubo (tabla 1). Por lo tanto, es importante mantener el flux en cualquier tubo, o parte de un tubo, abajo de cierto

valor máximo recomendado par el fluido de proceso en cuestión.

El flux máximo recomendado no es el único factor importante, ya que para la seguridad de operación es también necesario mantener la temperatura de pared abajo de la temperatura máxima de operación del metal del tubo, para evitar oxidación y corrosión (tanto interna como externa), cuando se usan fluidos corrosivos. Cualquier esfuerzo por incrementar el calor absorbido en la sección de radiación debe tener en cuenta estas limitaciones, y por consiguiente el objeto es operar la superficie calentada tan cerca como sea posible al valor del flux máximo recomendado cuidando que la temperatura de pared del tubo no rebase la máxima para una operación segura del CAFD.

En los CAFD con quemadores al piso, de tiro natural, se desarrollan flamas moderadas y luminosas. Esto resulta en:

- a) Perfil de temperaturas desuniformes.
- b) Debido a la forma física de la flama, existe el peligro de flameo directo en los tubos.
- c) Mala distribución del calor.
- d) Mal movimiento de los gases de combustión reduciendo la transferencia de calor por convección.

En la figura 7 se muestra un perfil de fluxes típico para los CAFD con quemadores al piso de tiro natural, y se puede observar que existe una zona con flux máximo y también se observa al perfil para cuando se tienen quemadores al piso de tiro forzado. El flux máximo en el sentido longitudinal se puede calcular de la siguiente manera:

$$FLUX_m = FLUX \times F_{LDF} \quad \text{ec. (II.9)}$$

donde:

- $FLUX_m$ = Flux máximo en el sentido longitudinal;
BTU/hr pie²
- F_{LDF} = Factor de distribución de flux longitudinalmente; (tabla 2).

Además del valor del $FLUX_m$ hay que corregir éste por distribución de flux alrededor del tubo (fig. 8) quedando:

$$FLUX_{MAX} = FLUX_m \times F_{DC} \quad \text{ec. (II.10)}$$

Donde:

- $FLUX_{MAX}$ = Flux máximo en un punto del tubo del tubo, BTU/hr pie².
- F_{DC} = Factor de distribución de flux circunferencialmente, (ver tabla 2).

Con este valor se puede determinar la temperatura máxima de la pared del tubo, a partir de la transferencia de calor de la pared del tubo al fluido:

$$q_R = U_L A_R (T_{PP} - T_{PF}) \quad \text{ec. (II.11)}$$

Donde:

U_L = Coeficiente de transferencia de calor local; BTU/hr pie².

T_{PP} = Temperatura de pared promedio del tubo, °F.

T_{PF} = Temp. promedio del fluido de proceso, °F.

y U_L está dado por:

$$U_L = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_P + R_e} \quad \text{ec. (II.12)}$$

Despejando T_{PP} de la ec. (II.11) tenemos

$$T_{PP} = T_{PF} + \frac{q_R}{A_R U_L} \quad \text{ec. (II.13)}$$

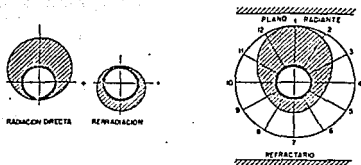
y q_s/A_s = FLUX y poniendo la ecuación en términos de valores máximos.

$$T_{p_{max}} = T_{sf} + \frac{FLUX_{MAX}}{U_L} \quad \text{ec. (II.14)}$$

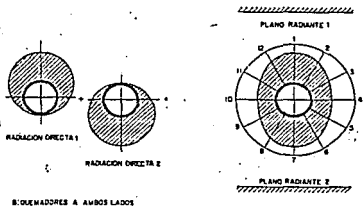
donde:

$T_{p_{max}}$ = Temperatura de pared del tubo máxima, °F.

T_{sf} = Temp. de salida de fluido de proceso, °F.

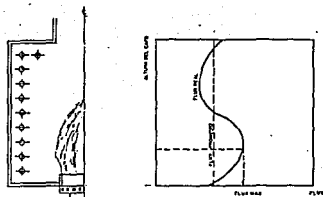


A: QUEMADORES DE UN LADO Y REFRACTARIO EST. DTPD

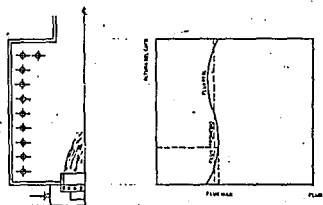


B: QUEMADORES A AMBOS LADOS

FIG. 8 PERFL. DE FLUX CIRCUNFERENCIAL



A - QUEMADORES DE TIPO NATURAL



B - QUEMADORES DE TIPO FORZADO

Fig 3 PERFIL DE FLUJO LONGITUDINAL

F. Selección del número de pasos y diámetro de los tubos.

Para la selección del número de pasos y diámetro de los tubos se elabora una tabla de masas velocidades (G) en Lbs/seg pie² como la que se muestra en la No. 3. Los valores encontrados se comparan con los recomendados para el servicio requerido de la tabla No. 4, seleccionándose un diámetro de tubos (DN) y un número de pasos (ANP).

Se puede hacer un estimado inicial de la caída de presión para compararla con la máxima permisible y no repetir los cálculos por ésta causa usando las ec. (II.96), (II.97) y (II.98).

G. Definición de rendimiento.

El rendimiento total del horno se define como el calor total absorbido dividido por el calor total liberado:

$$\eta_T = \frac{Q_D}{Q_L} \times 100 \quad \text{ec. (II.15)}$$

Donde:

η_T = Rendimiento total del horno, en por ciento.

Q_D = Calor total absorbido de diseño por el fluido de proceso y servicios adicionales (BTU/hr)

Q_L = Calor total liberado por el combustible (BTU/Hr)

y

$$Q_D = q_R + q_C + q_{SA} \quad \text{ec. (II.16)}$$

Donde:

q_{CHAU} = Calor absorbido por los servicios adicionales. [BTU/hr]

TABLA No. 1

Valores típicos recomendados de fluxes en la sección de radiación (Tubos espaciados dos diámetros nominales teniendo una pared de refractario tras ellos).

SERVICIO	VALOR DE FLUX PROMEDIO Btu/hr pie ²
Calentador atmosférico crudo	10,000 - 14,000
Calentador al vacío crudo	8,000 - 10,000
Rehervidores (En general)	10,000 - 10,000
Calentadores de aceite térmico en circuito cerrado	8,000 - 10,000
Calentadores de carga al reformador catalítico y servicio de recalentamiento	7,500 - 12,000
Calentadores de coquización	10,000 - 11,000
Rompedores de viscosidad-sección de calentamiento	9,000 - 10,000
Rompedores de viscosidad-sección de reacción	6,000 - 7,000
Calentador de la Planta Desasfaltadora de propano	8,000 - 9,000
Calentador de la Planta Reductora de aceites lubricantes	7,500 - 8,500
Calentadores de Planta Tratadora de Hidrocarburos	10,000
Sobrecalentadores de vapor	9,000 - 13,000
Calentador de carga al reactor de la planta catalítica	10,000 - 11,000

TABLA No. 2 FACTORES DE FLUX LONGITUDINAL Y CIRCUNFERENCIAL PARA CUANDO HAY SOLO 1 HILERA DE TUBOS ESPACIADOS 2 DIAMETROS NOMINALES ENTRE SI Y QUEMADORES DE TIRO NATURAL.

DN	2DN DEX	Quemadores de un Lado, Refractario del otro.		Quemadores a ambos lados.	
		FDC (1)	FLDF (2)	FDC	FLDF
3"	1.71	2.00		1.21	
3-1/2"	1.75	1.96	1.6	1.20	1.4
4"	1.78	1.94		1.20	
6"	1.81	1.90		1.19	

- (1) Factor de Distribución Circunferencial del flux.
 (2) Factor de Distribución Longitudinal del flux.

TABLA No. 3 TABLA DE MASAS VELOCIDAD G VS. NUMERO PASOS.

Diámetro Nominal	3"	3-1/2"	4"	6"
Diámetro Interno	3.068"	3.548"	4.026"	6.065"
Número de pasos				
2	G ₂	G ₂	G ₂	G ₂
4	G ₄	G ₄	G ₄	G ₄
6	G ₆	G ₆	G ₆	G ₆
8	G ₈	G ₈	G ₈	G ₈
n	G _n	G _n	G _n	G _n

TABLA No. 4

Flujos Masa-velocidad típicos recomendados

SERVICIO	FLUJO MASA - VELOCIDAD, Lbs/Seg pie ²
Calentador atmosférico de crudo	175 - 250
Calentador al vacío de crudo	60 - 100
Rehervidores (En general)	150 - 250
Calentadores de aceite térmico en circuito cerrado.	350 - 450
Calentadores de carga al reformador	45 - 70
Calentadores de coquización	350 - 450
Calentadores de la Planta Hidrocarburos	150 - 200
Sobrecalentadores de vapor	30 - 75
Secciones para generación de vapor	100 - 150
Calentador de carga al reactor de la planta catalítica	300 - 400

H. Rendimiento de la sección de radiación.

El rendimiento de la sección de radiación se define como el calor absorbido en esa sección dividido por el calor total liberado:

$$\eta_R = \frac{Q_R}{Q_L} \quad \text{ec. (II.17)}$$

Donde:

η_R = Rendimiento de la sección de radiación.

El rendimiento aproximado de la sección de radiación de los CAFD se puede predecir con la ecuación de Wilson, Lobo y Wottel y depende la geometría del mismo:

$$\eta_R = \frac{1}{1 + \frac{A_{cp} \sqrt{Q_L / \alpha A_{cp}}}{C}} \quad \text{ec. (II.18)}$$

Donde:

- A_{cp} = Area de plano frío, pies²
- α = Factor de eficiencia de absorción (Figura 9a), adimensional.
- ηA_{cp} = Area de plano de frío equivalente, pies²
- C = Constante que relacionan la geometría del CAFD (tabla 5), adimensional.

También se puede calcular conociendo o fijando la temperatura a la salida de la sección de radiación y el % de exceso de aire.

El rendimiento de la sección radiación se obtiene a partir de la fig. 9b donde empezando con la temperatura de los gases y la curva de exceso de aire apropiada seleccionando en la ordenada la relación QPG/QL, y entonces se obtiene:

$$\eta_R = 1.0 - \frac{Q_{PG}}{Q_L} - \frac{q_{pp}}{Q_L \times 100} \quad \text{ec. (II.19)}$$

Donde:

- Q_{PG} = Calor que se llevan los gases de combustión a la salida de la sección de radiación, BTU/Hr.

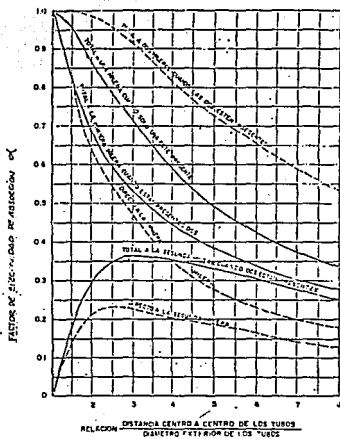


FIG. 9. RADIACION ENTRE UN PLANO RADIANTE Y UNA O MAS HILOSAS DE TUBOS PARALELA AL PLANO

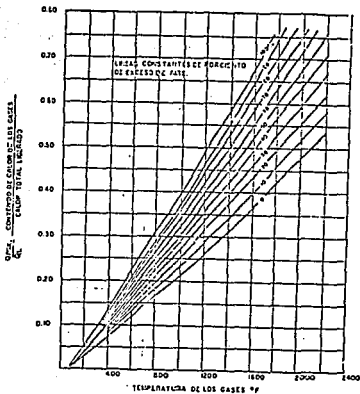


FIGURA 9. CONTEUDO DE CALOR EN LOS GASES DE COMBUSTION.

TABLA No. 5 CONSTANTE C PARA LA EC. II.18.

PARA CAFD CILÍNDRICO VERTICAL :				
Relación	D/D	H/D	C	
	1	1.80 a 2.20	4740	
	1	2.21 a 2.75	4720	
PARA CAFD RECTANGULAR HORIZONTAL :				
Relación	A/A	H/A	L/A	C
	1	1.4 a 2.0	3.71 a 4.95	5020
	1	1.4 a 2.0	2.2 a 3.70	4700
	1	2.1 a	5.0 a	3520
	1	2.0	5.0 a	4200
Con 2 camas de tubos en la parte superior				5070

I. Número de Servicios.

- a) En la sección de radiación: Se recomienda usar en la sección de radiación no más de 1 servicio, ya que el funcionamiento del CAFD dependería del comportamiento de los fluidos de los diversos servicios que podrían causar problemas debido a que en caso de falla o mala operación no se sabría que servicio cuidar .
- b) En la sección de convección: Se pueden usar cuantos servicios alcancen a absorber calor de los gases de combustión, prefiriéndose poner el servicio principal inmediatamente después de la sección de radiación ya que es donde se tiene mayor nivel de temperatura. Estos servicios se pueden usar porque cada uno funciona independientemente como un cambiador de calor de flujo cruzado (fig. 10).

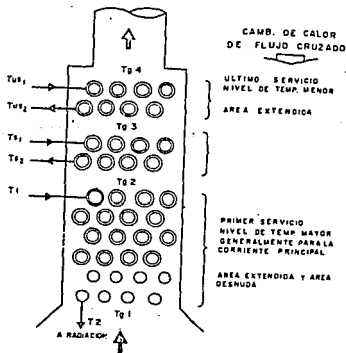


Fig. No 10- SECCION DE CONVECCION CON VARIOS SERVICIOS.

Rompedores de viscosidad-sección de reacción.

J. Acercamiento de temperatura en la sección de convección.

Para tener el mayor aprovechamiento del calor de la forma más adecuada sin que se eleve el área de transferencia de calor considerablemente, se debe tomar en cuenta cierta diferencia de temperatura entre la de los gases que salen a la chimenea y la del fluido que entra al último servicio, teniéndose de esta forma también el rendimiento total del calentador.

En la tabla 6 se dan valores para el acercamiento de temperaturas, de donde se obtiene:

$$T_{gs} = T_{ef} - \Delta T \quad \text{ec. (II.20)}$$

Donde:

T_{gs} = Temperatura de los gases de combustión al salir del banco de tubos del último servicio de la sección de convección, °F.

T_{ef} = Temperatura de entrada del fluido al banco, °F.

ΔT = Acercamiento de temperatura, dado en tabla 6.

TABLA No. 6 ACERCAMIENTO DE TEMPERATURAS

Temperatura de entrada del Fluido de Proceso T_{ef}	Acercamiento de Temperatura Recomendado T
50 - 200 °F	300 - 200 °F
200 - 350 °F	180 °F
350 - 500 °F	150 °F
500 - 600 °F	125 °F
600 - 700 °F	100 °F
700 - 750 °F	85 °F

K. Rendimiento total.

De la sección II.2.6 tenemos

$$\eta_{TS} = \frac{Q_{DX}}{Q_L} \times 100 \quad \text{ec. (II.21)}$$

Donde:

η_{TS} = Rendimiento total hasta el servicio considerado; %

Q_{DX} = Calor absorbido hasta el servicio considerado, BTU/Hr.

Q_L = Calor liberado total; BTU/Hr.

El calor absorbido Q_{DX} es:

$$Q_{DX} = q_R + q_c + q_{SAX} \quad \text{ec. (II.22)}$$

Donde:

q_{SAX} = Calor absorbido por otros servicios hasta el punto considerado; BTU/Hr.,

y el calor liberado total, Q_L es:

$$Q_L = Q_{LC} + Q_A + Q_C \quad \text{ec. (II.23)}$$

Donde:

Q_{LC} = Calor liberado por el combustible; BTU/Hr.

Q_A = Calor suministrado por el aire de combustión (precalentado) BTU/Hr.

Q_c = Calor suministrado por el combustible (precalentado); BTU/Hr.

Conociendo la temperatura de los gases de combustión a la salida de determinado servicio y el porcentaje de exceso de aire, usando la gráfica de la fig. 9b podemos conocer el rendimiento del calentador hasta ese punto:

$$\eta_{75} = 1.0 - \frac{Q_{PGX}}{Q_L} - \frac{q_{PX}}{Q_L \times 100} \times 100 \quad \text{ec. (II.24)}$$

Donde:

$\frac{Q_{PGX}}{Q_L}$ = Relación del calor que se llevan los gases de combustión en el punto considerado; adimensional.

$\frac{q_{PX}}{Q_L}$ = Calor perdido hasta el punto considerado; %

L. Arreglos de los tubos de la sección de convección.

El arreglo de los tubos de la sección de convección se hace de acuerdo al número de pasos y al ancho de la sección de radiación sobre la que se va a colocar. Los arreglos deben ser manteniendo un flujo paralelo para obtener la misma absorción de calor por paso, y se muestran algunos arreglos típicos en la fig. 11.

El espaciamiento entre tubos generalmente es de dos veces el diámetro nominal del tubo, alternados formando triángulos equiláteros, y manteniendo una vez el diámetro nominal de distancia a la pared, usando reflectores (fig. 12) para conservar esta distancia.

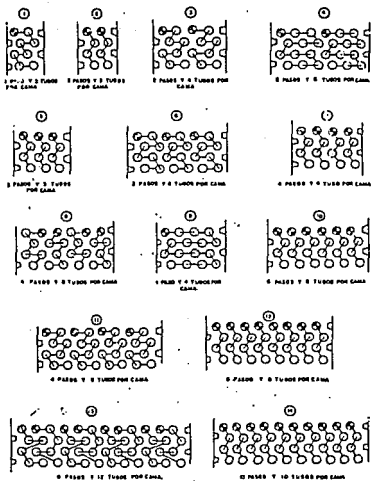


FIG. 11

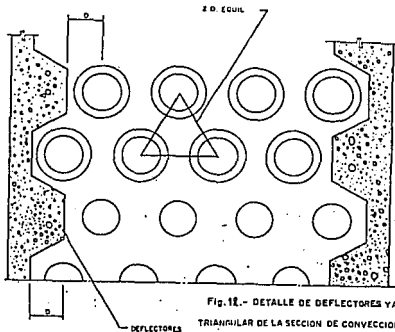
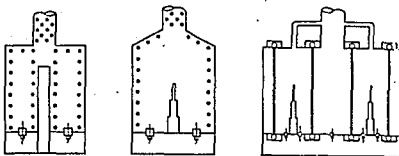


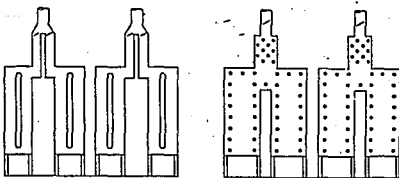
Fig. 12.- DETALLE DE DEFLECTORES YARREGLO TRIANGULAR DE LA SECCION DE CONVECCION

M. Número de celdas radiantes ó de cuerpos.

Cuando se tiene una carga térmica de absorción grande (generalmente arriba de 65 MMBTU/hr) se presentan problemas de distribución de calor, de efectividad de la transferencia de calor radiante, de manejo de los materiales de construcción, de inspección y reparación, etc., en los CAFD, por lo que es necesario dividir la carga térmica en celdas (dentro de una misma cámara) ó varios cuerpos iguales (fig. 13). Obviamente ésto aumenta los costos fijos pero disminuye los de operación e incluso los de fabricación del equipo.



A - CAFD DE VARIAS CELDAS



AMBIENTES TIPO DE HORNO DE FUNDICIÓN

AMBIENTE TIPO DE CALENTAMIENTO DE EQUIPO

B - CAFD EN VARIOS CUERPOS

Fig. 13 - CAFD DE VARIAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

Al dividir la carga térmica, el calor liberado se dividirá en las celdas ó cuerpos de igual manera y tendrán las características similares a que si fuera un sólo cuerpo, por lo que:

$$Q_L / \text{CAMARA} = Q_L / \text{No. de CAMARAS} \quad \text{ec. (II.25)}$$

Para la sección de convección se recomienda que se use una sola celda por cuerpo o inclusive cuando se pueda usar una para varios cuerpos, por las siguientes razones:

- a) Requiere 1 chimenea y una sola serie de conexiones y ductos.
- b) Balancea el flujo de gases de combustión hacia una sola sección.
- c) Facilita el mantenimiento del equipo.
- d) Menor costo.

En caso necesario de mas de uno se hará el estudio adecuado para determinar el arreglo y número de secciones de convección.

N. Selección del tipo de área extendida.

El área extendida es utilizada para aumentar la transferencia de calor por convección y puede ser por medio de aletas o de pernos (studs) soldados al tubo desnudo.

Cuando se tiene un combustible gaseoso y limpio se usan siempre aletas, escogiendo entre las de tres aletas por pulgada y 0.10" de espesor y las de cinco aletas por pulgada y 0.05" de espesor que son las más comerciales. En algunos casos se emplearán sopladores de hollín.

Cuando se tengan combustibles gaseosos con gran cantidad de incrustantes se usarán pernos y también para cualquier combustible líquido empleándose también siempre sopladores de hollín.

2. Dimensionamiento y evaluación térmica de la sección de convección.

Los métodos empleados para los cálculos térmicos de la sección de convección son similares a los de un cambiador de calor de flujo cruzado, a excepción de la sección escudo que recibe radiación directa. En el diseño no se tomará en cuenta y así se simplificará el método.

El balance de calor para la sección de proceso queda:

$$Q_C = Q_{ATE} + Q_{ATA} \quad \text{ec. (II.64)}$$

donde:

Q_{ATE} = Calor absorbido por los tubos escudo (generalmente desnudos), BTU/Hr.

Q_{ATA} = Calor absorbido por os tubos de área extendida, BTU/Hr.

La ecuación anterior se puede expresar también como:

$$Q_C = U_{CE} X (A X N_{ED}) (LMTD)_{CE} - U_C X (A X N_{HE}) (LMT)_{C} \quad \text{ec. (II.65)}$$

donde:

- U_{cd} = Coeficiente total de transferencia de calor para la sección de área desnuda, $1/\text{BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$.
- A'_t = Área de tubos desnudos por hilera o cama, pies^2
- N_{nd} = Número de hileras de tubos desnudos.
- $(\text{LMTD})_{cd}$ = Diferencia media logarítmica de temperaturas de la sección de tubos desnudos, $^\circ\text{F}$
- U_c = Coeficiente total de transferencia de calor para la sección de área extendida, $1/\text{BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$
- N_{ne} = Número de hileras de tubos de área extendida.
- $(\text{LMTD})_c$ = Diferencia media logarítmica de temperaturas de la sección de tubos de área extendida, $^\circ\text{F}$

Balances como los anteriores se hacen para bancos de tubos que tengan otro servicio en esta sección y el procedimiento de cálculo es igual, así como el de la sección de tubos desnudos y aletados es independiente.

Para determinar el coeficiente total de transferencia de calor en la sección de convección se desarrollan los siguientes puntos.

- A. Coeficiente de convección , por dentro de los tubos.
 - B. Coeficientes de transmisión de calor exteriores para bancos de tubos con superficie aletada y lisa con flujo cruzado.
- A. El coeficiente de convección por dentro de tubos es una función del flujo y de las propiedades térmicas del fluido y de la geometría del sistema.

Su valor numérico en general no es uniforme sobre la superficie y depende también del lugar donde se mida la temperatura del fluido, ya que el gradiente de temperatura depende del gradiente de velocidad.

La velocidad a la que el calor se transmite hacia un fluido es considerablemente menor en régimen laminar que en turbulento. Reynolds observó que el patrón de flujo adquirido por un fluido que fluye dentro de un

tubo era función de su velocidad, densidad y viscosidad y del diámetro del tubo. Se encuentra que siempre existe régimen turbulento cuando el valor numérico de Reynolds es mayor que 23000.

Por definición, la transmisión de calor por convección procede principalmente como resultado de la mezcla, y este requerimiento se satisface por el flujo turbulento. Por lo tanto, en la práctica industrial es casi siempre deseable evitar condiciones tales como la baja de velocidad de un fluido pues origina el régimen laminar.

En los serpentines de los CAFD casi siempre se tiene régimen turbulento del fluido de proceso. En dichos serpentines se presenta el caso en el cual las propiedades del fluido varían con la temperatura. Este sistema de flujo es complicado y para propósitos de ingeniería y de diseño las correlaciones empíricas obtenidas a través del análisis adimensional adquieren una marcada importancia.

Para tomar en cuenta la variación de las propiedades físicas Sieder y Tate recomiendan la siguiente relación empírica deducida a través de correlacionar datos experimentales obtenidos por ellos.

$$h_i = 0.027 \frac{k}{D} (Re)^{0.8} (Pr)^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \quad \text{ec. (II.66)}$$

Donde:

- h_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección por dentro de tubos; 1/BTU/hr² °F
- Re = Número de Reynolds, adimensional.
- Pr = Número de Prandtl, adimensional
- μ = Viscosidad del fluido, cp
- μ_s = Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared del tubo, cp
- k = Conductividad térmica del fluido.
- D = Diámetro del tubo.

Las propiedades en esta ecuación deben evaluarse a la temperatura promedio de la masa principal del fluido.

B. Coeficientes de Transmisión de Calor exterior para Bancos en Flujo Cruzado. En la transferencia de calor para bancos de tubo con flujo cruzado de gases de combustión deben considerarse:

- a) El coeficiente de transmisión de calor por convección exterior.
- b) La eficiencia de la transmisión de calor en la superficie aletada.
- c) La radiación desde los gases de combustión.
- d) La rerrradiación desde las paredes de refractario.
- e) Coeficiente de película equivalente.
 - a) Para calcular el coeficiente de convección por fuera de tubos se procede de la siguiente manera:

a.1 Area libre de flujo en los tubos desnudos y aletados (para dimensiones de los mismos, ver figs. 14 y 15).

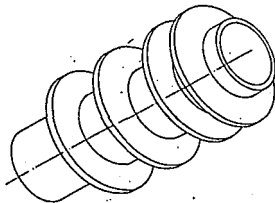
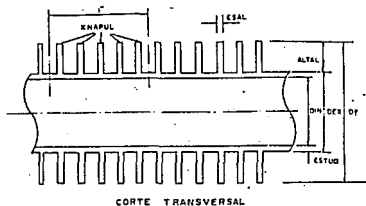


FIG. 14.- TUBO ALEADO

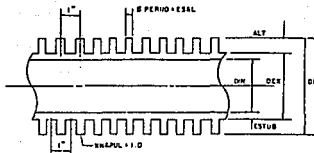


FIG.15 TUBOS BIRLADOS

$$APASO = LT \{ CONV - XTUB \left(\frac{2.0 \times ALTAL \times XNAPUL \times ESAL + DEX}{12.0} \right) \} \quad \left. \begin{array}{l} \text{ec.} \\ \text{II.6} \\ 7 \end{array} \right\}$$

APASO = Area libre de flujo, pies²

LT = Longitud de tubos, pies

XTUB = Número de tubos por hilera o cama

CCTUB = Distancia entre centros de tubos, pulg.
(generalmente igual a 2.0 DN)

ESAL = Espesor de aleta o de birlo, pulg.

ALTAL = Altura de aleta o de birlo, pulg.

XNAPUL = Número de aletas o de birlos por pulgada.

DEX = Diámetro exterior del tubo, pulg.

a.2 Densidad de gasto másico de los gases de combustión.

$$G_g = \frac{G_c}{APASO \times 3600} \quad \text{ec. (II.68)}$$

Donde:

G_g = Densidad de gasto másico de los gases de combustión, lb/pie³ seg.

G_c = Flujo de gases de combustión, lb/hr

$$G_c = (\lambda_p + V_{AT} + 1.0) \frac{OL}{PCI} \quad \text{ec. (II.69)}$$

Donde:

PCI = Poder calorífico interior del combustible, BTU/lb

V_{AT} = Vapor de atomización lb vapor/lb comb (0.15 a 0.25)

a.3 Temperatura media logarítmica.

Para la sección de tubos desnudos:

$$\Delta T_1 = T_{gR} - T_p \quad \text{ec. (II.70)}$$

$$\Delta T_2 = T_{gs1} - T_{e_i} \quad \text{ec. (II.71)}$$

$$(LMTD)_{ce} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{ec. (II.72)}$$

Para la sección de tubos de superficie extendida.

$$\Delta T_3 = T_{gs} - T_{sf} \quad \text{ec. (II.73)}$$

$$(LMTD)_c = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_3}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_3}} \quad \text{ec. (II.74)}$$

Donde:

T_{gR} = Temperatura de los gases a la salida de la sección de radiación, °F

T_p = Temperatura del fluido en el paso de convección a radiación, °F

T_{gs1} = Temperatura de los gases en el banco de tubos desnudos y el de sup. ext

Para efectuar los cálculos se puede suponer.

$$T_p = T_{sf} - 0.7 (T_{sf} - T_{sf}) \quad \text{ec. (II.75)}$$

$$T_{gs1} = T_{gs} - 0.25 (T_{gs} - T_{gs}) \quad \text{ec. (II.76)}$$

$$T_{sf} = T_p - 0.25 (T_p - T_{sf}) \quad \text{ec. (II.77)}$$

Donde:

T_{sf} = Temperatura de salida del fluido de proceso, °F

y a partir de la LMTD se obtienen:

$$T_{pf} = \frac{T_e + T_s}{2.0} \quad \text{ec. (II.78)}$$

$$T_{pc} = T_{pf} + 100^\circ\text{F} \quad \text{ec. (II.79)}$$

Donde:

- T_{gs} = Temperatura promedio del fluido en el banco considerado, °F
- T_e = Temperatura de entrada del fluido en el banco considerado, °F
- T_s = Temperatura de salida del fluido en el banco considerado, °F
- T_{pc} = Temperatura promedio de la pared del tubo en el banco considerado, °F
- T_{fo} = Temperatura promedio de la película de gas en el banco considerado, °F
- T_{gz} = Temperatura promedio de los gases de combustión en el banco considerado, °F

a.4 Coeficiente de Convección por fuera de tubos:

Tubos escudo:

$$h_c = \frac{1.6 G_g^{1/3} (T_{fo} + 460)^{0.3}}{DEX^{1/3}} \quad \text{ec. (II.82)}$$

Donde:

h_c = Coeficiente de película de transferencia de calor por convección, BTU/Hr - ft² °F

DEX = Diámetro exterior del tubo, pulg.

Para calcular el coeficiente de convección para la sección de tubos de área extendida se emplea la siguiente ecuación, la cual se debe corregir por la eficiencia de aleta o birlo.

$$h_c = \frac{2.14 (T_{fo} + 460)^{0.28} G_p^{0.6}}{DEX^{0.4}} \quad \text{ec. (II.83)}$$

b) La eficiencia de la aleta o birlo se obtiene por las gráficas 16 y 17 evaluando el siguiente valor.

$$\text{Factor} = \text{ALTAL} \sqrt{\frac{2h_c}{KESAL}} \quad \text{ec. (II.84)}$$

Donde:

ALTAL = Altura de la aleta o birlo, pies

ESAL = Diámetro del birlo o espesor de la aleta, pies

h_c = Coeficiente de convección por fuera de tubos BTU/hr pie² °F

K = Conductividad del metal de la aleta BTU/Hr ft² °F/Ft

Corrigiendo el coeficiente de película para la eficiencia de la aleta o birlo (E) se tiene:

$$h_t = h_c \frac{(EXAF + A't)}{A't} \quad \text{EC. (II.85)}$$

$$A't = XTUB \times L_r \times AU \quad \text{ec. (II.86)}$$

Donde:

$A't$ = Área de tubo liso por cama de tubos,
pies²/hilera o cama.

AU = Área de exterior de tubo por unidad de
longitud, pie²/pie.

A_r = Área de las aletas o birlos por cama de
tubos, pie².

Para Aletas:

$$A_r = \frac{\pi}{24.0} (D_i^2 - DEX^2) \times XNAPUL \times L_r \times NTH \text{ ec. (II.87)}$$

Para Birlos:

$$A_r = \frac{\pi}{4} \left(\frac{ESAL^2 + TESAL \times ALTAL}{144} \right) \times N_{sp} \times LT \times NTH \text{ (II.88) ec.}$$

Donde:

N_{sp} = Número de birlos totales por unidad de
longitud.

D_i = Diámetro hasta el extremo de la aleta,
pulg.

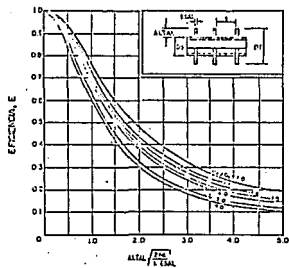


FIG 16 Eficiencia de los alambres rectos de espesor constante

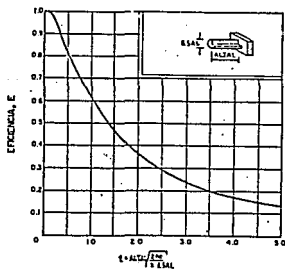


FIG 17 Eficiencia de los hilos de espesor constante.

- c) En la gráfica 18 con la temperatura promedio de los gases (T_{gm}) y la temperatura promedio de pared del tubo (T_{pc}) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r).

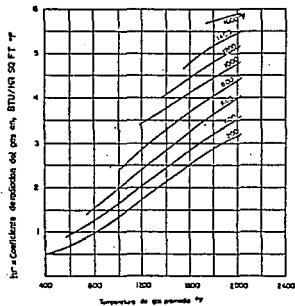


Fig. 18 Coeficiente de radiación de los gases

- d) En la gráfica 19 con la temperatura promedio de pared del tubo (T_{pc}) se obtiene el coeficiente de radiación desde las paredes de refractario (h_{cw})

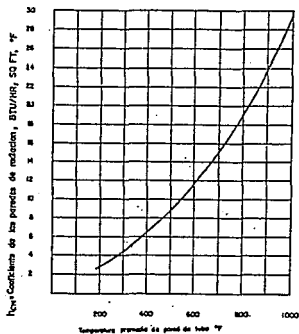


Fig. 19 Coeficiente de radiación desde las paredes de refractario en la sección de convección.

- e) Para tomar en cuenta la radiación desde las paredes de refractario hacia los tubos, la transferencia de calor radiante se expresa como una fracción del calor total transferido directamente a los tubos.

$$B = \frac{h_{cw}}{(h_f + h_r - h_{cw})} \times \frac{A_w}{A't} \quad \text{ec. (II.89)}$$

y

$$A_w = S't \times L_r \times 2.0 \quad \text{ec. (II.90)}$$

Donde:

- B = Factor que toma en cuenta la radiación de las paredes de la sección
- A_w = Area de refractario efectiva entre hileras o camas de tubos, pie²/hilera
- S'_t = Distancia vertical entre hileras o camas, pie
(Cuando es paso triangular es 0.866 x CCTUBC)

El coeficiente de película equivalente de transferencia de calor en la sección de convección queda expresado como:

$$h_{ca} = (1 + B) (h_f + h_r) \quad \text{ec. (II.91)}$$

- c) Teniendo los puntos A y B el coeficiente total de transferencia de calor para el banco especificado de la sección de convección se determina por:

$$U_L = \frac{h_{ca} \times h_1}{h_{ca} + h_1} \quad \text{ec. (II.92)}$$

y considerando el ensuciamiento

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_L} + R_d} \quad \text{ec. (II.93)}$$

Donde:

R_d = Ensuciamiento en la sección de convección,
1/BTU/hr pie² °F

U_L = Coeficiente total de transferencia de calor
limpio, BTU/hr pie² °F

y el área de transferencia de calor necesaria se
calcula por:

$$A_s = \frac{Q_{AT}}{U \times LMTD} \quad \text{ec. (II.94)}$$

y el número de hileras por:

$$N_H = \frac{A_s}{A'_L} \quad \text{ec. (II.95)}$$

3. Caída de presión del fluido de proceso.

A. Sin Cambio de fase:

Para líquidos:

$$\Delta P = \frac{2_f G^2 L e q}{144 g_c d i \rho P R O M} \quad \text{ec. (II.96)}$$

Donde:

ΔP = Caída de presión del fluido, Psi.

G = Densidad de gasto másico del fluido, lb/seg pie²

- f = 4 x Factor de fricción de DARCY, Adimensional (Fig. 32)
 L_{eq} = Longitud equivalente por paso del serpentín, pie
 g_c = Aceleración estándar de la gravedad, = 32.2 pie/seg²
 d_i = Diámetro interno de los tubos, pie
 ρ_{PROM} = Densidad promedio del fluido, lb/pie³

Para gases y vapores:

$$P_e = \sqrt{\frac{P_g^2 + 2 \times R_g T_{PROM} Z G^2}{g_c} \left[\frac{1}{\alpha} \ln \frac{\rho_e}{\rho_s} + 2f \frac{L_{eq}}{d_i} \right]} \quad \text{ec. (II.97)}$$

$$\Delta P = (P_e - P_s) \frac{1}{144} \quad \text{ec. (II.98)}$$

Donde:

- P_e = Presión absoluta de entrada del fluido; lb/pie².
 P_s = Presión absoluta de salida del fluido; lb/pie².
 R_G = Constante de los gases ideales, = 1545/PM_f; BTU/lb-°F
 T_{PROM} = Temperatura promedio del fluido
 Z = Factor de compresibilidad, adimensional.
 α_f = Coeficiente de fugacidad, adimensional (Se puede tomar como 1.0)
 ρ_e = Densidad del fluido a la entrada, lb/pie³
 ρ_s = Densidad del fluido a la salida, lb/pie³
 PM_f = Masa molar del fluido lb/mole

B. Flujo en 2 fases:

El patrón de flujo es uno de los parámetros más importantes para poder evaluar los coeficientes de transferencia y la caída de presión para flujo en dos fases, y los que se dan a continuación son los que se presentan en tuberías horizontales (Fig. 33):

- Flujo de burbuja
- Flujo de burbuja elongada (plug flow)
- Flujo de slug
- Flujo anular
- Flujo estratificado
- Flujo ondulado
- Flujo disperso o flujo niebla

y en tuberías verticales se presentan los siguientes

- Flujo de burbuja o de emulsión
- Flujo de burbuja elongada (plug flow)
- Flujo semianular
- Flujo anular
- Flujo anular disperso

a. Flujo de Burbuja.

El flujo de burbuja se desarrolla cuando la temperatura de la masa principal del flujo aumenta hasta su punto de saturación comenzándose a formar burbujas en los lugares donde se forman o reúnen los núcleos, las que serán llevadas hacia la corriente principal. Este tipo de flujo ocurre solamente a muy baja velocidad.

b. Flujo de Burbuja Elongada (plug flow).

Este tipo de flujo se desarrolla cuando se incrementa el volumen de vapor comenzando a aglomerarse las burbujas existentes hasta formar pequeños cilindros de vapor.

c. Flujo Slug.

El flujo slug se desarrolla cuando las crestas de las ondas del líquido golpean periódicamente la pared del tubo, ocasionando con ésto problemas de vibraciones en la línea y consecuentemente su fatiga mecánica.

d. Flujo Anular.

Se dice que se está desarrollando flujo anular dentro de una tubería cuando el líquido forma una película alrededor de la pared y el vapor fluye a una velocidad mayor como un núcleo central.

e. Flujo Estratificado.

En líneas de tuberías horizontales, el líquido fluye en la parte inferior del tubo y el vapor fluye sobre una superficie lisa líquido-vapor.

f. Flujo Ondulado.

Este tipo de flujo es similar a flujo estratificado excepto que la interfase tiene ondas que se mueven en la dirección del flujo.

g. Flujo Disperso o Flujo de Niebla.

Cuando casi todo el líquido existente está contenido en el vapor en forma de spray, el flujo es disperso. Este tipo de flujo se puede presentar cuando el contenido de vapor es mayor del 30% del flujo total.

La predicción de cada uno de estos patrones se basa en mapas cuya realización estuvo de acuerdo a miles de observaciones experimentales; de tal suerte que en la actualidad existen varios de estos mapas, siendo hasta ahora los más usados en la industria del petróleo los siguientes:

- Mapa de patrones de flujo de Baker obtenido en 1954.
- Mapa de patrones de flujo de Hoogendoorn obtenido en 1959.
- Mapa de patrones de flujo de Govier y Omer obtenido en 1972.
- Mapa de patrones de flujo de J.M. Mandhane, G.A. Gregory y K. Aziz obtenido en el 1972.

Para el cálculo de la ΔP se nos presentan tres casos para simplificar los métodos mencionados.

- a) Cuando la vaporización existente a la salida no excede de 15% peso pudiéndose estimar con la ecuación (11.96) como puro líquido.
- b) Cuando la vaporización es mayor del 15% o menor de 60% se hace lo siguiente:
 - b.1 Se calcula como puro líquido con la ec. (11.96)
 - b.2 Se calcula como puro vapor con las ecs. (11.97 y 98)
 - b.3 Se pondera como:

$$\Delta P_T = \Delta P_L(f_L) + \Delta P_V(f_V) \quad \text{ec. (II.99)}$$

Donde:

ΔP_L = Caída de presión como líquido; Psi

ΔP_V = Caída de presión como vapor; Psi

f_L = Fracción peso líquido

f_V = Fracción peso vapor

y para el cálculo de la densidad promedio de mezclado se usa

$$\rho_{LV} = \frac{W_T}{\frac{W_L}{\rho_L} + \frac{W_V}{\rho_V}} \quad \text{ec. (II.100)}$$

Donde:

ρ_{LV} = Densidad promedio, lb/pie³

W_T = Flujo total; lb/hr

W_L = Flujo de líquido a la salida, lb/hr

- ρ_L = Densidad del líquido a la salida; lb/pie³
 W_v = Flujo de vapor a la salida; lb/hr
 ρ_v = Densidad de vapor a la salida; lb/pie³

- c) Cuando la vaporización es mayor de 60% se calcula como puro vapor con las ec. (11.97 y 98)

4. Selección del número y tamaño de quemadores.

El número de quemadores se selecciona tomando en cuenta que entre más tengamos, más uniforme será la distribución del calor.

Para el CAFD rectangulares y quemadores en el piso se toma el largo de la cámara de radiación y se tantea tomando en cuenta un diámetro de quemadores inicialmente de 2' - 0" y 7" de separación entre ellos (para evitar mezclado de flamas), obteniendo así un número de quemadores inicial y con ésto se hace lo siguiente:

$$QL/QUEM = \frac{Q_c}{\text{Número de quem.}} \quad \text{ec. (II.101)}$$

Donde:

$Q_c/QUEM$ = Capacidad por quemador, BTU/hr

Con esto se compara la distancia entre el centro del quemador y el centro de los tubos para verificar que no sea menor que la recomendada par evitar choque de flama en los tubos (Tabla 7). En caso de que no cumpla se deberá ampliar esta distancia modificando las dimensiones de la cámara.

Posteriormente se puede variar el número de quemadores si es que la distancia mínima se cumple (quedando aún más espacio) y así disminuir el número de quemadores de acuerdo al arreglo estructural que se le dé al CAFD.

TABLA No. 7 SEPARACION DE QUEMADORES A TUBOS

LIBERACION MAX./QUEN. MMTBU/HR	DISTANCIA VERTICAL MINIMA	DIST. CENTRO QUEN. A TUBOS
2	6' - 0"	2' - 6"
4	10' - 0"	3' - 0"
6	14' - 0"	3' - 6"
8	20' - 0"	4' - 0"
10	24' - 0"	4' - 6"
CADA 2 MMTBU/HR MAS	AGREGAR 4' - 0"	AGREGAR 0' - 6"

También se verifica la altura del equipo (o tubos más cercanos en dirección vertical) tomando en cuenta que la altura teórica de la flama es de 1 pie MMTBU/hr de liberación y que dicha altura de flama no sea mayor de la mitad de la distancia a que están los tubos más cercanos en la dirección vertical.

Para CAFD cilíndricos se sigue el mismo criterio de espaciamento solo que el centro de quemadores es circular.

Cuando el ancho sea demasiado grande, se puede poner más de una hilera de quemadores.

Teniendo ya el número de quemadores y la liberación de calor por quemadores se selecciona el quemador (del tipo deseado de los catálogos de fabricantes) del tamaño que tenga 0.25 WC de tiro a la liberación normal multiplicada por 1.25.

5. Cálculo de la chimenea.

La chimenea es el conducto por donde salen los gases de combustión de un CAFD a la atmósfera, además de proporcionar un tiro para este efecto.

El tiro es necesario para el funcionamiento del hogar de un horno, con el fin de poderle suministrar el aire necesario a los quemadores para la combustión y arrastrar los gases de combustión hacia el exterior. El tiro puede ser natural o mecánico; el primero se produce térmicamente y el segundo mediante inyección de vapor o de ventiladores. El tiro natural no consume energía mecánica.

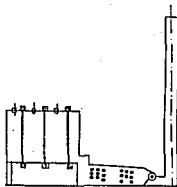
Se le llama tiro disponible a la energía de presión que se tiene potencialmente debido a la altura de la chimenea.

Se le llama tiro efectivo a la energía neta de presión que se tiene en un punto determinado ya habiendo considerado las pérdidas.

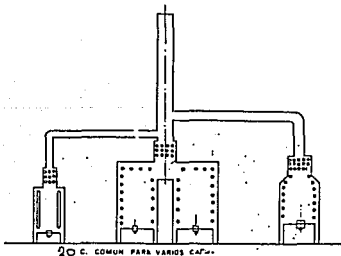
La chimenea en un CAFD se puede colocar de diversas maneras, como se muestra en la fig. 20.



A. ARRIBA DEL CAFO.



B. A UN LADO DEL CAFO.



C. COMUN PARA VARIOS CAFO.

Chimeneas en calentadores a fuego directo.

A. Tiro Natural.

El tiro natural disponible en una chimenea es igual a la diferencia en peso de una columna de aire frío del exterior y una columna de gases calientes en la chimenea, menos las pérdidas debido a fricciones internas y las pérdidas debido a la aceleración de los gases.

El valor de la diferencia de presión denominada tiro natural depende de la altura de la boca de la chimenea sobre el nivel de los quemadores y de la diferencia media de temperatura entre los gases de combustión contenidos en la chimenea y el aire exterior.

B. Tiro mecánico.

El tiro creado por la acción de inyectores de aire o vapor o mediante ventiladores se conoce como tiro mecánico, el cual se requiere cuando deba mantenerse un determinado tiro con independencia de las condiciones atmosféricas. Los equipos auxiliares de los hornos tales como precalentadores de aire reducen la temperatura de los gases de combustión. En dichos casos la chimenea necesaria para crear el tiro requerido puede resultar de altura y costo excesivos y como consecuencia tener que recurrir al tiro mecánico.

Los hornos equipados con tiro mecánico no necesitan chimeneas tan altas y costosas como las exigidas con tiro natural. Sin embargo, algunas veces se instalan con chimeneas altas por cuestiones reglamentarias de contaminación. El costo inicial, conservación, depreciación y costos de funcionamiento del equipo de tiro mecánico deben compararse con los correspondientes a una chimenea que por tiro natural cree el mismo efecto, antes de decidirse por uno u otro sistema.

C. Diámetro de la chimenea.

Se calcula de la siguiente manera:

$$DCH = \sqrt{\frac{0.47 T_g \times G_c}{V_g P_g}} \quad \text{ec. (II.102)}$$

$$T_g = T_{gs} - 50 \quad \text{ec. (II.103)}$$

Donde:

- D_{CH} = Diámetro libre de la chimenea, pies.
- T_g = Temperatura promedio de los gases de combustión en la chimenea, °R
- T_{g*} = Temperatura de los gases de combustión en la base de la chimenea, °R
- G_c = Flujo de gases de combustión, lb/hr
- P_g = Presión de los gases de combustión, lb/pulg² (generalmente igual a la atmosférica)
- V_g = Velocidad de los gases de combustión, pie/hr (Se selecciona entre 20 y 30 pies/seg. o sea 72000 a 108000 pies/hr)

D. Tiro total Requerido.

Para determinar el tiro total requerido, que posteriormente define la altura de la chimenea, se debe tomar en cuenta los siguientes puntos:

- a) Pérdidas en la Cámara de atenuación de ruido (plenum)
- b) Pérdidas en los quemadores
- c) Presión en la cámara de radiación
- d) Pérdidas por fricción en la zona de convección
- e) Pérdidas por fricción en la chimenea
- f) Pérdidas por aceleración de los gases de combustión

a) Pérdidas en el Plenum

El Plenum es una caja que va colocada debajo del piso del horno cubriendo los quemadores para contrarrestar el ruido que origina al efectuarse la combustión. Se puede utilizar un Plenum para cada quemador, o un Plenum común.

Al pasar el aire necesario para la combustión por esta parte del equipo, sufre una caída de presión que se evalúa de la siguiente manera:

$$CFS = Q_L \frac{3.8(460 + T_{aire})}{520} \left(\frac{100\% + \%EXC_{aire}}{100} \right) \quad \text{ec. (II.104)}$$

$$VAE = \frac{CFS}{AREA \times No. QUEMADORES} \quad \text{ec. (II.105)}$$

$$HV = \frac{0.1191 VAE^2}{460 + T_{aire}} \quad \text{ec. (II.106)}$$

$$\Delta P_p = 2(H_v) \quad \text{ec. (II.107)}$$

Donde:

CFS = Volumen de aire que pasa por el plenum, pie³/seg

T_{aire} = Temperatura de aire ambiente, °F

% EXC aire = Por ciento de exceso de aire

VAE = Velocidad de entrada del aire

AREA = Area de paso en el plenum, pie²

HV = Carga de velocidad, pulg. H₂O

ΔP_p = Pérdida de presión en el plenum, pulg H₂O

Q_L = Calor liberado total, MMBTU/hr

b) Pérdidas en los Quemadores.

Al pasar el aire por los quemadores sufren una caída de presión que hay que evaluar y que está dada según el tamaño y tipo de quemador. Estas pérdidas se encuentran graficadas por los fabricantes y por lo regular son del orden de 0.2 a 0.3 pulgadas de agua aproximadamente.

c) Presión en la Cámara de Radiación.

En la cámara de radiación hay una ganancia de tiro debido a la temperatura de los gases de combustión y a la altura de la misma cámara, pero que se ve contrarrestada por las anteriores pérdidas en los quemadores.

Por lo general la suma de las pérdidas (a) y (b) es mayor que el tiro producido por la temperatura de los gases de combustión y la altura en la zona de radiación, es decir que el tiro o arrastre que se produce hasta los tubos escudo no es suficiente para vencer las pérdidas del Plenum y los quemadores. Por lo tanto el arrastre hasta los tubos escudo es negativo o sea que la cámara de radiación va a operar a presión negativa, lo que es deseable debido a que abajo de la presión atmosférica cualquier fuga a través de las puertas de observación, de explosión o cualquier otra parte abierta, producirá un movimiento de aire hacia adentro del horno y no gases de combustión calientes moviéndose hacia afuera.

El efecto del tiro se expresa con la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{TE} = 0.187 H_{TE} (\rho_A - \rho_G) \quad \text{ec. (II.108)}$$

Donde:

ρ_A = Densidad del aire ambiente, lb/pie³

ρ_G = Densidad de los gases de combustión, evaluada a la temperatura de salida de los gases de la zona de radiación, lb/pie³

H_{TE} = Altura de los tubos escudo desde el piso de radiación, pies

ΔP_{TE} = Tiro disponible hasta los tubos escudo, pulg H₂O

De donde obtenemos:

$$P_{CR} = \Delta P_{TE} - (\Delta P_O + \Delta P_P) \quad \text{ec. (II.109)}$$

Donde:

P_{CR} = Presión en la cámara de radiación, pulg H₂O

ΔP_0 = Pérdidas de presión en los quemadores, pulg H₂O

d) Pérdidas por Fricción en la Zona de Convección.

La caída de presión que sufren los gases de combustión a través de los tubos desnudos es alrededor de la mitad de la Energía de velocidad por cama de tubos desnudos que se calcula por la siguiente ecuación:

$$P_v = 0.003 \frac{G_g^2}{\rho_{gc}} \quad \text{ec. (II.110)}$$

Donde:

G_g = Densidad de gasto de los gases de Combustión, Lb/Pie² Seg

ρ_{gc} = Densidad de los gases a la temperatura promedio de la sección de tubos desnudos, lb/pie³

P_v = Energía de velocidad, pulg H₂O

Entonces la ecuación que evalúa la caída de presión queda:

$$\Delta P_{TD} = \frac{(\text{NUM. CAMAS TUBOS DESNUDOS})}{2} P_v \quad \text{ec. (II.111)}$$

La caída de presión a través de los bancos de tubos de área extendida se calcula con la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{TA} = 0.003 \frac{f(G_{max})^2 L}{DV \rho_g} \left(\frac{DV}{CCTUBC} \right)^{0.4} \quad \text{ec. (II.112)}$$

$$L = S_L * (0.866) * (\text{No. de Camas}) \quad \text{ec. (II.113)}$$

$$D_v = \frac{4 * VLN}{SLN} \quad \text{ec. (II.114)}$$

$$VLN = (\text{Vol. Entre Camas}) - (\text{Vol. ocupado por una cama de tubos}) \quad \text{ec. (II.115)}$$

$$SLN = (\text{ATD} + A'f) \text{ NTC} \quad \text{ec. (II.116)}$$

Donde:

- f = Factor de fricción, (fig. 21)
- Gmax = Densidad de gasto másico máximo de los gases de combustión, lb/pie² seg
- L = Longitud de la trayectoria de los gases de combustión, pies
- DV = Diámetro volumétrico equivalente, pies³
- pg = Densidad de los gases de combustión en la sección de tubos de área ext. lb/pie³
- CCTUBC = Distancia centro a centro de tubos transversal al flujo de gases, pie
- S_L = Distancia centro a centro de tubos longitudinal al flujo de gases, pie
- VLN = Volumen libre neto, pie³
- SLN = Superficie libre, pie²
- ATD = Area de un tubo desnudo, pies²
- A'f = Area de la superficie extendida, pie²
- NTC = Número de tubos por cama

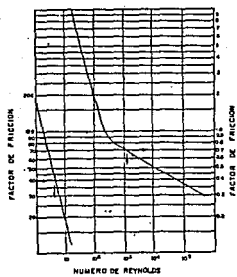


FIG. 21 - FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO CRUZADO.

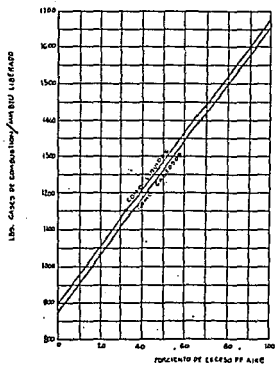
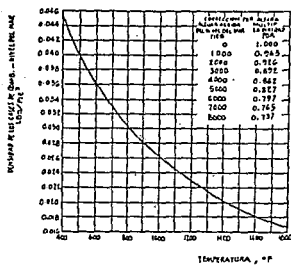


FIG. 21 a



PENDIENTE DE LOS GASES DE COMBUSTION

FIG. 11 b

El número de Reynolds para encontrar el factor de fricción se obtiene de la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{DvG_{max}}{\mu_g} \quad \text{ec. (II.117)}$$

Donde:

μ_g = Viscosidad de los gases de combustión a la temperatura promedio, lb/pie hr

La caída de presión en la sección de convección entonces queda:

$$\Delta P_C = \Delta P_{TC} + \Delta P_{TA} \quad \text{ec. (II.118)}$$

- e) Pérdidas por fricción en la chimenea y paredes del calentador.

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_f = 0.008 G_{CH}^2 \times \frac{HTCH}{DCH} \quad \text{ec. (II.119)}$$

Donde:

P_f = Pérdidas de presión por fricción, pulg. H_2O

G_{CH} = Masa velocidad de los gases en la chimenea, lb/pie² seg.

H_{TCH} = Altura de la chimenea desde los quemadores, pies
(Se supone inicialmente de 100 pies y luego se corrige con la verdadera altura)

- f) Pérdidas por aceleración de los gases de combustión.

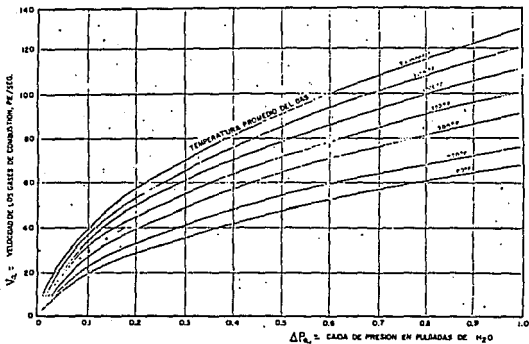


FIG.12 PERDIDAS POR ROZAMIENTO DE LOS GASES DE COMBUSTION

Se calcula primero la velocidad de aceleración

$$V = V_g \sqrt{\frac{14.7}{P_g}} \times 1.176 \quad \text{ec. (II.120)}$$

Con esta velocidad se entra a la gráfica 22 y con la temperatura de los gases a la salida de la chimenea T_{sch} se encuentra la ΔP_s en pulg. de H_2O

$$T_{sch} = T_g - 100 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \text{ec. (II.121)}$$

De los puntos anteriores encontramos que:

$$TTR = \Delta P_c + \Delta P_t + \Delta P_s - \Delta P_{cR} \quad \text{ec. (II.122)}$$

Donde:

TTR = Tiro total requerido, pulg. H_2O

De la gráfica 23 y la T_{sch} encontramos el tiro estático por unidad de longitud K y la altura de la chimenea a partir de la altura de los tubos escudo es:

$$H_{sch} = TTR/K \quad \text{ec. (II.123)}$$

Y con este valor corregimos el valor empleado para el cálculo de ΔP_s y se encuentra el valor real de TTR y por ende el de H_{sch} .

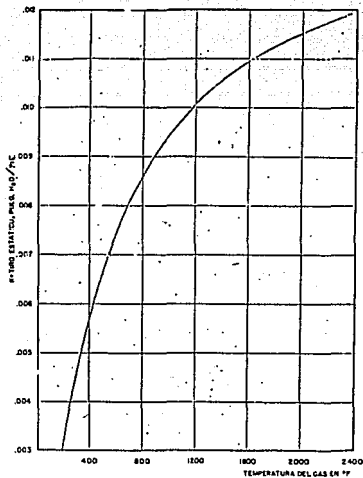


FIG. 13 TIRO ESTÁTICO DE LOS GASES DE COMBUSTION

2023 TIENE NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

E. Contaminantes.

En México se ha estimado una altura mínima para las chimeneas debido a la presencia de contaminantes de compuestos de azufre principalmente, siendo ésta de 105 pies desde el piso.

Obviamente, si el combustible es limpio no requerirá más que la altura calculada para proporcionar el tiro suficiente.

De los compuestos de azufre presentes en los gases de combustión el que más se presenta es el SO_2 .

Se obtuvieron valores de concentración máxima de contaminantes permitidos a nivel del piso y son para un tiempo de exposición máximo de 8 hrs:

NO	25 ppm
NO_2	5 ppm
HNO_3	2 ppm
SO_2	10 ppm
CO_2	5000 ppm
CO	50 ppm

F. Punto de rocío de los gases ácidos.

Cuando el combustible que se quema contiene azufre, al hacer combustión, forma SO_2 que en contacto con agua forma ácido sulfúrico H_2SO_4 , el cual condensa sobre cualquier superficie abajo del punto de rocío (fig. 24 y 25).

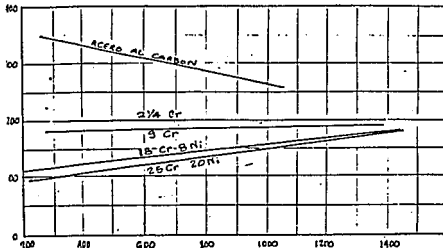


Fig. 24

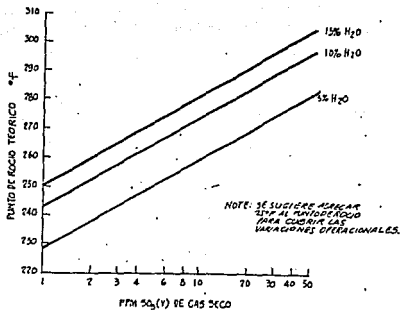


Fig 25

Por lo anterior, con el acercamiento de temperaturas se debe cuidar esto ya que los gases calientes pierden $\approx 100^{\circ}\text{F}$ en la chimenea, o sea que hay muchas posibilidades de que condensen los gases ácidos en la boca de la chimenea por lo que se coloca allí un tramo de 5' - 0" de acero inoxidable.

Reduciendo el exceso de aire se reduce la conversión de SO_2 a SO_3 . El uso de los refractarios colados proporciona una barrera entre los gases de combustión y la placa de la chimenea y evita el contacto de los ácidos con la superficie fría.

III. QUEMADORES.

1. Clasificación y funcionamiento.

Los quemadores se pueden clasificar según el tipo de combustible que manejen como:

- A. Quemadores de aceite
- B. Quemadores de gas
- C. Quemadores de combinación aceite-gas
- D. Quemadores de sólidos

Dentro de esta clasificación se pueden distinguir dos tipos: tiro natural y tiro forzado. En este estudio no se tratarán los quemadores de sólidos.

A. Quemadores de aceite.

Los quemadores de aceite vaporizan o atomizan el combustible y lo mezclan íntimamente con el aire suministrado para la combustión. Cuando se cumplen estas dos condiciones se consigue obtener una combustión completa con un exceso de aire mínimo.

Los quemadores de aceite se clasifican a su vez de acuerdo al método usado para preparar al combustible para la combustión, de la siguiente forma:

- Quemadores con la vaporización o gasificación del aceite por calentamiento dentro del quemador.
- Quemador con la atomización del aceite en el espacio de combustión.

Los quemadores con vaporización interna están limitados en el rango de combustibles que pueden manejar, y en consecuencia tienen poco uso en las plantas de potencia.

A.1 QUEMADORES DE ATOMIZACION EN EL ESPACIO DE COMBUSTION.

Los quemadores de atomización requieren para el cañón del aceite una boquilla que proporcionará un rocío tipo niebla del combustible líquido. El diseño de estas boquillas es de primordial importancia, y es gobernado por los principales medios para producir la atomización. Las características esenciales de diseño para cualquier quemador de aceite pueden resumirse como sigue:

a) Atomización completa del aceite sin derrame (goteo), ensuciamiento o taponamiento.

b) Mantener la atomización sobre un rango de capacidad comparativamente amplio.

c) La forma correcta de la garganta de descarga, de modo que asegure la mezcla del aceite atomizado con el aire entrando en todos los puntos, por lo tanto, asegurando la combustión completa con un mínimo de exceso de aire a varias proporciones de liberación.

d) Fácil accesibilidad para efectos de reparación, de tal modo de minimizar los costos de mantenimiento.

a) QUEMADORES DE ATOMIZACION POR AIRE.

El uso de quemadores en el cual el aire es usado como medio para llevar a cabo la atomización se haya limitado a muy pocas instalaciones industriales. La razón principal es el costo de suministro del aire comprimido requerido, el cual no es compensado.

En vista de lo anterior, nuestro estudio estará limitado para atomización mecánica y vapor. Sin embargo cuando el aire es utilizado como medio atomizador, para aceites ligeros, la presión deberá ser aproximadamente de 10 psi y para pesados de 20 psi.

b) QUEMADORES DE ATOMIZACION POR VAPOR.

Los quemadores de atomización por vapor poseen la habilidad de quemar cualquier aceite combustible de cualquier viscosidad, por lo menos a cualquier temperatura. El consumo de vapor va desde 1% a 5% del vapor producido, con un promedio aproximado del 2%. La presión requerida varía desde alrededor de 75 a 150 psi.

b.1) QUEMADORES DE MEZCLADO EXTERIOR.

En el quemador el aceite alcanza la boquilla a través de un pasaje central el flujo es regulado por un tornillo regulador. El aceite gira rápidamente (en forma de vértice) hacia afuera contra un plato atomizador para proyectarse en ángulos rectos a la corriente de vapor viniendo detrás del aceite. La corriente de atomización rodea a la cámara de aceite y recibe un impulso giratorio en su trayectoria por las veletas.

El block del quemador establece recirculación de flujo de gases de combustión en la zona de la flama. Este flujo ayuda a retener el calor y el combustible en la zona de combustión para el periodo requerido de tiempo y estabilizar la flama.

c) QUEMADORES DE ATOMIZACION MECANICA.

Los quemadores de atomización mecánica consisten de cuatro elementos principales:

1. El atomizador para producir un rocío del aceite tipo niebla, la cual es fina y uniforme.
2. El difusor, el cuál protege la base del rocío de aceite de la alta velocidad del aire, sin embargo proporcionando aire suficiente en este punto para acelerar la ignición.
3. El registro de aire, el cuál da dirección y control al flujo de aire de combustión para el atomizador de aceite.
4. El refractario que forma la abertura de la garganta del quemador, cuya función es propiciar el mezclado del combustible y el aire.

B. QUEMADORES DE GAS.

a) Quemadores de Gas Natural

Los quemadores de gas natural son divididos generalmente en los tipos de alta y baja presión, según la presión del gas requerida para proporcionar operación satisfactoria.

b) Quemadores de Presión Baja.

Los quemadores de presión baja son diseñados usualmente par capacidades relativamente bajas, y operan con gas natural a una presión desde 1/8 a 34 psi. Una construcción de multicorriente es empleada para proporcionar máximo mezclado del gas y aire a la presión disponible. El gas es conducido en un número de pequeñas corrientes, por surtidores individuales, a la abertura de descarga en el frente del quemador. El aire para la combustión, inducido por el tiro del horno fluye alrededor de los surtidores y la mezcla aire-gas es entonces quemada tan pronto entra al horno. Los registros (dampers) son usados adecuadamente para mantener el suministro correcto de aire.

c) Quemadores de Presión Alta.

El uso de presiones altas para la transportación de gas sobre distancias largas por líneas de tubería es necesario para mantener bajos costos de producción. Debido a ésto prácticamente la mayoría de las instalaciones de quemado de gas de hoy en día son equipadas con quemadores, los cuales operan sobre presiones de desde 2 a 25 psi.

2. Selección de quemadores.

La selección del tipo de quemador depende de varios factores como se indican abajo. Realmente no existe gran problema ya que los proveedores de quemadores tienen una gran variedad de quemadores para cualquier uso. Primeramente se selecciona de acuerdo al tipo de combustible y el tiro que se vaya a emplear y enseguida a partir de lo siguiente:

- a. Capacidad por quemador.
- b. Relación de rango de capacidad.
- c. Condiciones de la alimentación de combustible, aire y vapor de agua.
- d. Tipo de flama.
- e. Tipo de piloto.
- f. Formación de contaminantes.
- g. Exceso de aire.
- h. Poder calorífico del combustible.
- i. Composición del combustible.
- j. Dimensiones del calentador para evitar choques de flama.
- k. Nivel de ruido.

CAPITULO 3

FORMAS DE AHORRO DE ENERGIA PARA CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

RECUPERACION DE CALOR

Una de las primeras consideraciones en el ahorro de energía de una planta petroquímica o refinería es la recuperación y reutilización de calor, ya que aproximadamente el 50% de la energía consumida en la industria es en forma de calor.

Existen tres razones para recuperar calor:

- a) Económica. Puesto que el costo de los combustibles aumenta continuamente, la reutilización de calor redundará en un menor consumo de combustible.
- b) Disponibilidad de energía. La escasez de combustibles puede provocar interrupciones en suministro.
- c) Conservación de fuentes naturales de recursos energéticos. La reutilización de calor permitirá prolongar el tiempo de agotamiento de estos recursos.

La economía de la recuperación de calor depende de los siguientes factores:

- a) La inversión en equipo necesario para la recuperación de calor debe pagarse en un corto tiempo a partir de los ahorros de combustible generados por dicha inversión.
- b) El calor recuperado debe tener aplicación dentro de la planta; su calidad debe ser adecuada para su uso en alguna parte de la planta.
- c) Se debe disponer de una cantidad adecuada de calor. Una estimación de la cantidad de calor disponible puede hacerse mediante la aplicación de la primera ley de la termodinámica.

El calor que se desperdicia en una planta puede ser categorizado de acuerdo a tres diferentes rangos de temperaturas:

- a) Temperaturas altas (arriba de 1200°F)
- b) Temperaturas medias (de 450°F a 1200°F)
- c) Temperaturas bajas (abajo de 450°F)

Las fuentes de alto y medio nivel pueden ser usadas para producir vapor de proceso, para generar electricidad o para calentamiento de corrientes de proceso.

1. RECUPERACION DE CALOR A NIVELES ALTOS Y MEDIOS DE TEMPERATURA.

Las fuentes principales de desperdicio de calor a estos niveles de temperatura se muestran en las tablas A y B.

TABLA A
TEMPERATURAS ALTAS

FUENTE	TEMPERATURA °F
HORNOS REFINADORES DE NIQUEL	2500 - 3000
HORNOS REFINADORES DE ALUMINIO	1200 - 1400
HORNOS REFINADORES DE ZINC	1400 - 2500
HORNOS REFINADORES DE COBRE	1400 - 1500
HORNOS DE CALENTAMIENTO DE ACERO	1700 -1900
HORNOS PARA VIDRIO	1800 - 2800
PLANTAS DE HIDROGENO	1200 - 1800
INCINERADORES DE SOLIDOS	1200 - 1800
INCINERADORES DE GAS	1200 - 2600

TABLA B
TEMPERATURAS MEDIAS

FUENTE	TEMPERATURA °F
CALDERAS DE VAPOR	450 - 900
TURBINAS DE GAS	700 - 1000
MAQUINAS RECIPROCANTES	600 - 1100
MAQUINAS RECIPROCANTES (TURBOCARGADAS)	450 - 700
HORNOS DE TRATAMIENTO	800 - 1200
CRACKING CATALITICO	800 - 1200

Las corrientes de proceso con estos niveles de temperatura pueden ser aprovechados mediante dos caminos:

- a) Proceso de intercambio de calor.
 - Precalentamiento de alimentación
 - Optimización de trenes de precalentamiento
 - Incineradores
- b) Generación de servicios.
 - Generación de vapor
 - Precalentamiento de aire
 - Generación de energía eléctrica

La recuperación de calor mediante intercambio de calor se lleva a cabo cuando una corriente de proceso que se necesita enfriar transfiere calor a otra corriente de proceso que requiere de calentamiento, en lugar de transferir este calor a agua de enfriamiento y/o aire.

La aplicación adecuada de sistemas de recuperación de calor puede significar un ahorro del 19% al 23% del total de energía.

HORNOS Y CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

El constante aumento del precio de los combustibles ha originado que se busque aprovechar al máximo su poder calorífico. Cada BTU no aprovechado significa una pérdida económica.

Dado que un alto porcentaje (50-65%) de los combustibles consumidos por la industria petroquímica son aplicados a hornos y calderas, es muy importante el aumento del rendimiento térmico de estos equipos, reduciendo el calor sensible de los gases de combustión que escapan a la atmósfera.

Se ha observado que estos equipos frecuentemente descargan los gases de combustión a temperaturas hasta de 1000°F lo cual implica una pérdida considerable de energía; se estima que por cada 40-50°F de enfriamiento adicional en los gases de combustión se puede lograr un ahorro de 1% del combustible requerido.

La conservación de energía se puede aplicar a equipos ya en operación o a equipos en diseño, efectuándose un estudio económico

de costo de inversión contra costo de combustible y determinando el tiempo de recuperación de dicha inversión.

Para el diseño económico de un calentador a fuego directo se requieren tres criterios básicos:

- a) Dar la carga térmica requerida al menor costo de inversión.
- b) Tener menor costo de mantenimiento, aún trabajando a la máxima capacidad.
- c) Tener el menor consumo posible de combustible.

Los dos primeros criterios se pueden lograr mediante procedimientos de cálculo y de mantenimiento bien delineados, además de recomendaciones adecuadas y buenos procedimientos de operación, quedando sólo el tercero para efectuar un análisis técnico-económico estricto.

1. FORMAS DE CONSERVACION DE LA ENERGIA

La conservación de energía en calentadores a fuego directo se puede efectuar de las siguientes formas:

- a) Recuperando calor de los gases de combustión de desecho para servicios.
- b) Ahorrando combustible mediante un control adecuado.
- c) Circulando el calor que se recupera al calentador en el aire de combustión. Recircular el calor recuperado al calentador resulta en un ahorro de combustible.

Se puede lograr lo anterior sin inversión de capital o con inversión en equipo auxiliar de recuperación de calor, optimizando calentadores ya instalados en operación o aún a calentadores en diseño.

El rendimiento de un calentador a fuego directo se define como el cociente del calor absorbido dividido por el calor liberado. Al mantener constante la absorción de calor, para aumentar el rendimiento, se debe liberar menos calor o con el mismo calor liberado absorber más calor con otros servicios.

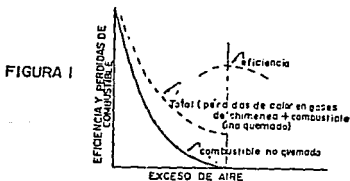
2. CONSERVACION DE ENERGIA SIN INVERSION DE CAPITAL

La conservación de energía sin invertir capital se traduce en el mejoramiento de la eficiencia térmica del calentador manteniendo las condiciones de operación adecuadas, lo cual se logra verificando los siguientes puntos:

- a) **EXCESO DE AIRE.** Es la variable más importante que afecta la eficiencia térmica del calentador. A mayor exceso de aire hay mayor masa de gases que absorben calor, disminuyendo con esto la temperatura de operación del calentador y los gradientes de temperatura de gran importancia en la transferencia de calor.

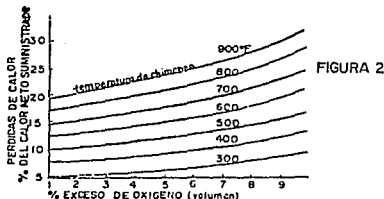
En el proceso de combustión se requiere de un exceso de aire por dos razones principales: para permitir el control del proceso de combustión, siendo éste más fácil a alto excesos de aire pero a su vez con mayor desperdicio de energía. El óptimo exceso de aire para lograr una máxima eficiencia en la caldera ocurre cuando la suma de las pérdidas debido a combustión incompleta y las pérdidas de calor a través de los gases de chimenea es mínima. Ver Figura 1.

El óptimo exceso de aire está en función del tipo de horno, tipo de quemadores, combustible y variables de proceso, y puede determinarse mediante pruebas con diferentes relaciones aire/combustible.



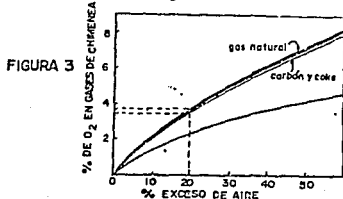
Cuando es posible una reducción en el exceso de aire de calentadores a fuego directo, esta reducción tiene un efecto más pronunciado (en la eficiencia) a altas temperaturas de chimenea. Por ejemplo, una reducción del exceso de aire de 20 a 10% mejora la eficiencia del calentador en 0.94% cuando la temperatura de chimenea es de 600°F mientras que a temperatura de chimenea de 300°F la eficiencia mejora en sólo 0.39%.

Otro incentivo para optimizar el exceso de aire es la pérdida de calor en los gases de combustión. La fig. 2 nos muestra la magnitud de estas pérdidas en función del exceso de oxígeno y la temperatura de la chimenea. Esta gráfica está basada en el valor bajo de calentamiento del combustible. (LHV calor neto), ya que parte del valor alto de calentamiento (HHV calor bruto) es perdido como calor de vaporización del agua formada por combustión de hidrógeno.



La cantidad óptima de exceso de aire no es una simple definición numérica ya que cada arreglo HORNO/QUEMADOR es un problema particular en cuanto a distribución y absorción de calor; normalmente el exceso de aire en un calentador será de 20% máximo; aunque hay calentadores operando a 5% de exceso de aire. Normalmente excesos de aire menores a 5% no se trabajan en la industria debido a que requieren de una muy buena operación de los quemadores para evitar emisiones de CO y pérdidas de combustible en los productos de combustión debidas a combustión incompleta.

Cuando se queman mezclas de combustibles, una relación entre oxígeno y exceso de aire en los productos de combustión adquiere una gran importancia, y esta relación se muestra en la Figura 3. Como se puede ver, el contenido de oxígeno para un exceso de aire dado es esencialmente el mismo sin importar el tipo de combustible, por ejemplo: 20% de aire en exceso en los productos de combustión implica un contenido de oxígeno de 3.6 a 3.8%.



b) CONTROL DE TIRO: El tiro en el quemador debe ser suficiente para jalar el aire necesario, aunque, también se debe evitar un tiro excesivo que hace que entre una mayor cantidad de aire. El control del tiro de un calentador se lleva a cabo mediante la medición de la presión interna del horno debida al aire que fluye a través de él. Para determinarlo se requieren dos puntos de medición, uno abajo y otro arriba de la sección de convección (Fig. 4)

Para quemadores de tiro natural, es recomendable mantener un tiro en el puente de 0.1 pulg. de agua para tener aire suficiente en la cámara de combustión.

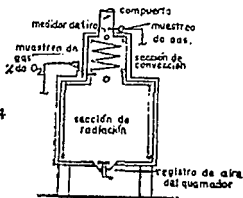


FIGURA 4

El control del exceso de aire en un calentador está basado en la medición del contenido de oxígeno en los gases de combustión, ya que éste puede ser correlacionado en forma sencilla para determinar el exceso de aire sobre un amplio rango de composiciones de aceite y gases combustibles. Otro factor importante para la operación de hornos es seleccionar el nivel de complejidad adecuado del sistema de control. La tabla 1 nos muestra como al incrementar el nivel de complejidad del sistema de control disminuye el exceso de oxígeno (mínimo) con que puede operar el calentador, disminuyendo así las pérdidas de calor en la chimenea. Hay que considerar sin embargo que la inversión en sistemas de control complejos se incrementa notablemente, con respecto a los sistemas simples.

TABLA 1 PORCIENTO DE EXCESO DE OXIGENO

APLICACION	QUEMANDO GAS	QUEMANDO COMBUSTOLEO
1. EQUIPOS PORTATILES (CONTROL PERIODICO)	5.0	6.0
2. EQUIPOS PERMANENTES (CONTROL CONTINUO)	4.5	5.0
3. CONTROL REMOTO DEL "DAMPER" (CONTROL CONTINUO)	4.0	4.5
4. CONTROL AUTOMATICO DEL "DAMPER"	3.0	4.0

c) MANTENIMIENTO DE QUEMADORES: Para que funcione adecuadamente dando una buena combustión y menos desperdicio de combustible.

d) FILTRACIONES DE AIRE AL CALENTADOR: Las filtraciones de aire son un fenómeno que requiere de ser analizado y controlado, ya que el aire filtrado degrada la eficiencia térmica de la misma forma que lo hace el exceso de aire. Las filtraciones pueden ser minimizadas revisando periódicamente deterioros del horno, tapando filtraciones y operando con el tiro mínimo posible.

Este tipo de revisión puede rendir buenos dividendos al reducir el consumo de combustible hasta en un 5%.

e) PRESION, CANTIDAD Y HUMEDAD DE VAPOR DE ATOMIZACION: Cada una de estas variables deben ser adecuadas para obtener una óptima operación en los quemadores.

f) OPERACION A TIEMPO DE LOS SOPLADORES DE HOLLIN: Una operación a tiempo de los sopladores de hollín permitirá mantener efectiva el área de transferencia de calor. La operación adecuada es más importante cuando se queman combustibles líquidos, ya que la viscosidad de éste influye fuertemente en la velocidad de deposición de cenizas.

La efectividad de limpieza de los sopladores de hollín depende de su orientación dentro del calentador, de la temperatura de los gases de combustión, el arreglo de la superficie de calentamiento y la presión de soplado en el equipo.

g) INSTRUMENTACION Y CONTROL DE LAS VARIABLES DE OPERACION

h) TEMPERATURAS DE PARED DEL HORNO: Esta temperatura debe mantenerse lo más bajo posible para reducir las pérdidas de calor al mínimo. En algunos casos las pérdidas por convección/radiación pueden ser hasta 10 BTU/ft²F lo cual puede representar fácilmente 5% del combustible quemado.

i) HUMEDAD DEL COMBUSTIBLE: En combustibles húmedos hay una pérdida de calor que resulta de calentar y evaporar la humedad del combustible.

j) CONSERVACION DE ENERGIA CON INVERSION DE CAPITAL

La situación más frecuentemente encontrada para invertir capital en área o equipo auxiliares ocurre cuando la temperatura de los gases de chimenea es relativamente alta. Los gases de chimenea son una fuente de desperdicio de energía ya sea por su calor sensible o el combustible sin quemar que es arrastrado por la corriente.

Existen dos opciones de inversión: Poner serpentines adicionales en la sección de convección o agregar equipos auxiliares para recuperación de calor, ya sea para el mismo fluido de proceso o para un servicio auxiliar. Los servicios con los que se puede recuperar calor a través del área instalada.

a) Calentamiento de agua para calderas

b) Producción de vapor

c) Sobre calentamiento de vapor

d) Pre calentamiento de aire de combustión con: los gases de combustión, con un aceite térmico en circuito cerrado o con el fluido de proceso.

El equipo auxiliar puede ser:

a) Pre calentadores de aire de combustión (figs. 5,6,7,8 y 9).

b) Generadores y sobre calentadores de vapor (figs. 11,12).

c) Economizadores (fig. 10).

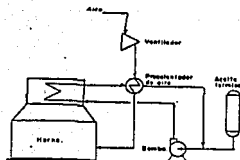


FIGURA 5

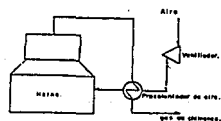


FIGURA 6

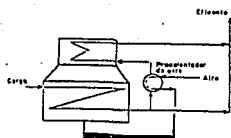


FIGURA 7

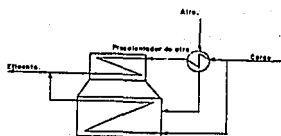


FIGURA 8

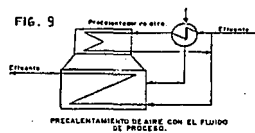
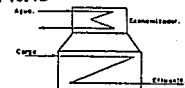


FIG. 9

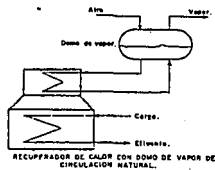
PRECALENTAMIENTO DE AIRE CON EL FLUIDO
DE PROCESO.

FIG. 10



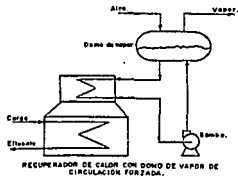
RECUPERADOR DE CALOR CON ECONOMIZADOR.

FIGURA 11



RECUPERADOR DE CALOR CON DOMO DE VAPOR DE
CIRCULACION NATURAL.

FIGURA 12



RECUPERADOR DE CALOR CON DOMO DE VAPOR DE
CIRCULACION FORZADA.

3.1 CALENTAMIENTO DE AGUA PARA PRODUCCION DE VAPOR (ECONOMIZADORES)

Se puede calentar un volumen grande de agua de alimentación a la caldera en un amplio rango de temperaturas, teniéndose un costo inicial bajo y un alto rendimiento del sistema.

Para este servicio el cálculo de área de transferencia se efectúa por el mismo método que para cualquier sección de convección por fuera de tubos, que son de superficie extendida y por dentro los métodos convencionales para tubos de agua.

NOTA: A fin de evitar problemas de corrosión, los gases de chimenea no deberán enfriarse abajo de 300°F y el agua que entra al cambiador debe tener una temperatura mínima de 125°F.

En general un economizador es preferido sobre un precalentador de aire en calderas pequeñas que producen menos de 50,000 lb/Hr de vapor. Los economizadores son preferidos también debido a su menor costo comparado con precalentadores de aire; sin embargo estos vienen a ser competitivos para unidades grandes. En las más grandes unidades con presiones de operación mayores de 400 PSIG es recomendable el uso de una combinación de precalentador/economizador. La eficiencia de una caldera u horno se incrementa aproximadamente 2.5% por cada 100°F de enfriamiento adicional en los gases de chimenea o 2% por cada 100°F de calentamiento adicional de aire para la combustión.

La fig. 13 puede ser utilizada para estimar el aumento en la eficiencia para una reducción de la temperatura de los gases de chimenea dada. Y con ayuda de la fig. 14 se puede estimar rápidamente el ahorro bruto anual que resultaría de la instalación de un economizador.

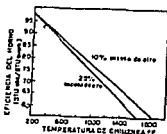


Fig 13

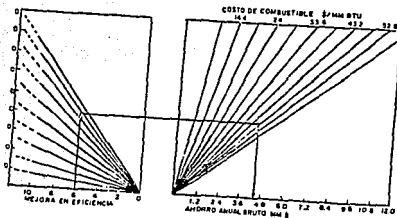


FIGURA
14

3.2 PRODUCCION DE VAPOR

La producción de vapor se puede efectuar en serpentines adicionales de área extendida, en la sección de convección o en calderas. Para procesos de calentamiento la presión del vapor generado varía de 24 a 600 PSIG pudiendo bajar la temperatura de los gases de combustión hasta 300°F - 400°F para tener eficiencias de 89 - 90% PCI.

Para generación de energía eléctrica el vapor se puede generar a presiones en el rango de 690 a 1500 PSIG.

Cuando se requiere para dilución de carga al horno, se tienen volúmenes menores de generación.

Las ventajas principales de estos sistemas de recuperación de calor son:

- Generalmente se usan equipos compactos de transferencia de calor.
- Menor costo inicial en comparación con cualquier otro sistemas de recuperación de calor.
- Provoca pocos problemas de operación.

Las desventajas principales son:

- a) Se debe operar con presiones relativamente altas para asegurar su justificación económica.
- b) Su flexibilidad está limitada por la demanda de vapor.
- c) Se tienen problemas de operación y gran inversión si se instala inapropiadamente.

Dado que el gas de escape de turbinas de gas tiene la misma aplicación que los gases de chimenea de hornos y calderas, este punto es tratado en estudios de cogeneración.

SOBRECALENTAMIENTO DE VAPOR

Esta operación puede efectuarse cuando se tienen altas temperaturas de los gases de chimenea. Se deberá tener precaución en el contenido de sólidos presentes en el vapor el cual no debe exceder de 1 ppm, especialmente cuando el rango de temperatura del vapor es de 1000°F porque sufre incrustaciones el área de transferencia.

Las ventajas y desventajas que presenta la utilización de este servicio son las mismas que para producción de vapor.

3.4 SISTEMAS DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

Estos sistemas se estudian con detalle en el capítulo 4.

3.5 SISTEMAS DE CALENTAMIENTO INDIRECTO

En los sistemas de calentamiento indirecto se utiliza agua o aceites térmicos para absorber la energía de los gases de combustión para posteriormente cederla donde se requiera. Esta energía puede utilizarse para precalentar aire o dar cualquier otro servicio a la planta. Para unidades nuevas estos servicios se pueden prever, para unidades existentes se requieren modificaciones. Comparando estos sistemas con el de generación de vapor se puede ver que tiene las ventajas siguientes:

Su red de distribución es de menor tamaño, sus pérdidas son menores, ya que al ser un circuito cerrado no se tienen pérdidas por venteos, fugas en trampas de vapor, ni requiere tener purgas constantes a intermitentes.

Su desventaja es la limitación de temperaturas de operación. Para aceites térmicos se tiene un límite máximo de 700°F ya que a temperaturas mayores se descomponen y provocan depósitos que pueden llegar a ocluir el tubo. Lo anterior provoca un aumento de la

temperatura de operación del tubo, lo cual puede provocar su falla en un tiempo relativamente corto.

El circuito de calentamiento indirecto es aplicable también a precalentamiento de aire, aunque en este caso se tienen las desventajas siguientes:

- a) Los gases deben tener una temperatura de aproximadamente 1100°F para que sea rentable.
- b) Se requiere de un gasto de energía eléctrica que consumen los ventiladores de tiro inducido o forzado y la bomba de recirculación de aceite térmico.
- c) Se tiene un costo de inversión alto por la gran cantidad de área que se requiere.

4. CALDERAS DE CO

Un método que ofrece un ahorro de energía significativa y entornos de inversión excelentes en la industria petroquímica es el uso de los gases de combustión de reactores catalíticos como aire altamente precalentado para calderas u hornos. Esto posiblemente es debido a que en estos servicios se producen gases de combustión con alto contenido de monóxido de carbono e hidrocarburos que pueden utilizarse como combustibles en la caldera.

El ahorro de combustible representado por la recuperación de esta energía como vapor proporciona un tiempo de retorno de inversión de dos o tres años dependiendo del calor disponible en la corriente de gas.

El equipo de generación de vapor es capaz de procesar corrientes de gas que contienen CO y otros productos combustibles con relativamente alta humedad. Estos gases provenientes de regeneradores catalíticos contienen aproximadamente 12% en volumen de CO e hidrocarburos sin quemar, y con niveles de temperatura por encima de 1200°F que representa la energía térmica y química recuperable.

Las calderas de CO requieren de un combustible auxiliar (líquido o gas) y son similares a una caldera normal y algunos cambios respecto a éstas son necesarias realizar para evitar problemas de ensuciamiento, corrosión o mala combustión.

4.1 ECONOMIA DEL SISTEMA

La economía del sistema puede ser demostrada por cálculo del calor recuperado de los gases con CO y determinando el costo de una cantidad equivalente de calor obtenido, al quemar gas o combustible. El calor absorbido en el generador de vapor es la diferencia entre la energía térmica y química en los gases con CO entrando, y la energía térmica de los gases saliendo de la unidad. Estos gases de combustión que salen deberán incluir el aire suministrado para quemar el gas de CO.

5. OTROS METODOS DE AHORRAR ENERGIA

La utilización de equipo de combustión más moderno y eficiente es otra manera de ahorrar energía. Un buen aislamiento y programas de mantenimiento efectivos redundan también en ahorros de energía, ya que con ellos se evitan fugas de calor.

El recuperar energía en unidades existentes implica el modificar las unidades involucradas. Con una planeación efectiva, dichas modificaciones se pueden llevar a cabo durante paros de mantenimiento programados sin afectar la producción.

La decisión para la utilización de cualquiera de los sistemas de recuperación de energía está supeditada al factor económico. Se debe hacer un estudio detallado del costo del equipo adicional requerido y del ahorro que se obtendría con dicho equipo. Los tiempos de amortización normalmente aceptables son de tres años.

6. PROBLEMAS DE CORROSION Y ENSUCIAMIENTO

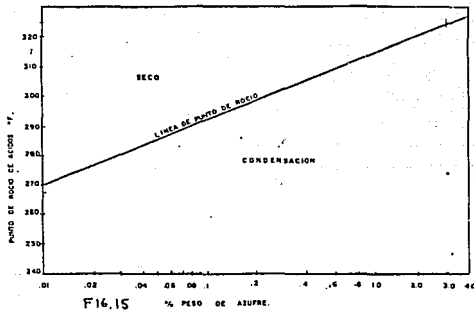
Algunos de los problemas por los que se disminuye el rendimiento de las áreas de transferencia de calor y disminuye la vida del equipo de recuperación de calor son la corrosión y el ensuciamiento.

Generalmente se necesita limpieza mecánica en los equipos auxiliares debido a residuos de combustible y depósitos de carbón y metálicos que contienen los gases de combustión.

El ataque por corrosión a altas temperaturas es debido al contenido de vanadio del combustible que se va con los gases de combustión, por lo que cuando se tiene este caso, un equipo auxiliar de recuperación de calor no resulta atractivo, siendo más viable la adición de serpentines para diversos servicios en la sección de convección.

La temperatura de los gases de combustión se ve limitado cuando el combustible contiene azufre; ésta no se puede bajar de 300°F debido a la formación de SO₂ en la combustión el cual al combinarse con el agua forma ácido sulfúrico, que condensa a temperaturas abajo del

punto del rocío, como se muestra en la figura 15. Este ataque de ácido acaba con el equipo auxiliar teniendo que ser reemplazado en corto tiempo, dando costos de inversión grandes.



7. MEDIDAS GENERALES PARA AHORRO DE ENERGIA EN CALENTADORES A FUEGO DIRECTO.

- Verificar las partes de trabajo :
 - Unidad.
 - fecha y hora.
 - flujos de :
 - combustible
 - aire
 - gases de combustión
 - Datos de combustión
 - % de CO₂ , CO y O₂
 - exceso de aire
 - Temperatura de:
 - combustible
 - gases en diferentes puntos del circuito
 - aire en diferentes partes del circuito
 - producto en distintas fases
 - Presiones de:
 - combustible
 - gases en diferentes puntos del circuito
 - aire en diferentes puntos del circuito
 - Incidencias que se han producido
 - Operaciones rutinarias efectuadas
- Observar todos los equipos
- Purgar los lodos de la caldera
- Limpiar copas y canas de quemadores
- Soplar la caldera y equipos de recuperación
- Purgar niveles de agua
- Analizar el vapor .Si hay arrastres averiguar causas
- Analizar agua de alimentación y del interior de caldera
- Analizar partes de trabajo.Si se producen datos anormales averiguar causas
- Limpiar las salas de calderas
- Comprobar que motores y equipo auxiliar de caldera funcionen correctamente
- Calcular y graficar eficiencia de calderas
- Comprobar purga automática correcta
- Purgar deposito nodriza y almacenamiento de combustible

- Comprobar datos reales en las partes de trabajo
- Medir consumo eléctrico en servicios.
- Limpiar todos los equipos
- Comprobar correas de transmisión
- Comprobar cierres en sistemas de gases o líquidos a presión en bombas, ventiladores, etc.
- Calcular rendimientos de la caldera a diferentes capacidades con base a los datos de las partes de trabajo
- Relacionar consumo de combustible con producción.
- Revisar condiciones de refractarios, aislantes y cierre de calderas.
- Revisar estanqueidad de conductos de gases y aire.
- Revisar limpieza en el lado de los humos.
- Revisar instrumentación
- Comprobar válvulas de seguridad
- Comprobar funcionamiento correcto de la regulación de nivel.
- Comprobar red de combustible en cuanto a temperatura, aislamiento, bombas, calefacción, etc. y limpiar los filtros cuando sea preciso
- Revisar equipo de combustión
- Limpiar conducto de aire de entrada a la caldera y comprobar entrada de aire al cuarto de calderas.
- Observar estado de limpieza de tubos a lado del agua.
- Recalibrar medidores e instrumentación.
- Comprobar y sellar fugas en los hogares de las calderas.
- Reparar refractarios.
- Limpiar mecánica y químicamente calderas por el lado de gases y agua.
- Analizar ciclos de trabajo de calderas y mantener en servicio las más eficientes

- Evitar mantener las calderas de reserva bajo presión
- Programar paradas de las calderas para efectuar mantenimiento preventivo
- Efectuar pruebas en las calderas valores de operación. Representar estos valores mediante diagramas de Sankey u otro método
- Generar vapor a la mínima presión posible
- Utilizar los sistemas mas eficientes a su máxima capacidad y los menos eficientes solo cuando sea necesario
- Programar la distribución de carga proporcionando mayor carga a las calderas mas eficientes
- Utilizar vapor de proceso a la mínima presión posible
- Evitar apertura rápida de las válvulas
- Optimizar temperatura de combustión del combustible
- Maximizar la temperatura del agua que va al economizador
- Analizar consumos de energía eléctrica
- Mejorar el tratamiento de agua de alimentación para minimizar las purgas de la caldera
- Reutilizar los condensados para el agua de alimentación
- Programar el trabajo de motores eléctricos para minimizar el consumo
- Cuidar que el arranque y parada de la caldera se efectúen en forma eficaz
- Impedir la salida de gases en hogares presurizados y reducir las entradas de aire en hogares de depresión
- Sustituir calderas de vapor por otras de mayor rendimiento
- Cambiar el combustible empleado por gas natural o carbón
- Sustituir equipos de combustión por otros de mayor rendimiento
- Instalar equipos para optimizar la combustión
- Agregar aditivos a combustibles
- Instalar economizadores o calentadores de aire para recuperar el calor de los gases

- Reparar grietas en mamparas de paso de gases y cierres
- Aislar la parte posterior de calderas
- Instalar sistemas para recuperar calor de las purgas de las calderas
- Automatizar purga de calderas
- Instalar separadores de agua en las calderas
- Recalentar el vapor para evitar condensaciones en líneas
- Sustituir calderas por modelos de mayor presión y temperatura y generar energía eléctrica
- Modificar el recalentador para maximizar la temperatura de recalentamiento consistente con el diseño de las turbinas
- Instalar un condensador
- Sustituir los purgadores por otros mas adecuados
- Introducir condensados de muy alta temperatura directamente en calderas
- Vigilar que ventiladores aspiren el aire el aire comburente de la zona mas caliente de sala de calderas
- Ajustar la presión de las bombas
- Instalar equipo para tratamiento de agua de alimentación
- Instalar turbo bombas para el agua de alimentación de calderas
- Sustituir motores eléctricos sobredimensionados por otros mejor ajustados y con mayor factor de potencia
- Sustituir instrumentación obsoleta preferencialmente por sistemas computarizados
- Instalar equipo para control continuo de nivel de agua en calderas
- Instalar reguladores electrónicos de velocidad en bombas y ventiladores
- Eliminar fugas en tuberías, válvulas y accesorios

CAPITULO 4

SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

PRECALENTADORES DE AIRE

Descripción.

El precalentador de aire es un aparato de intercambio de calor donde se pasa el aire que es calentado por medios con temperatura mayor, como productos que proceden de la combustión o vapor. Se utiliza para la recuperación de calor de los gases de escape en una unidad generadora de vapor. El calor recuperado (1) se agrega al aire requerido para la combustión ó (2) para secado u otros procesos .

El precalentador de aire se compone de una superficie de intercambio de calor instalada en el curso de la corriente de los gases de escape de combustión de la caldera, entre ésta y la chimenea, o entre el economizador (si hay) y la chimenea. El aire para la combustión es calentado por los gases de escape , al ser empujado a través del calentador por medio de un ventilador de tiro forzado. Su empleo depende de la instalación, factores técnicos y económicos de la planta. Los factores económicos basados en ahorros anuales netos, en contraposición a la capitalización de la inversión, incluyen: (1) costo inicial, (2) costo de operación relacionado con combustible y energía consumida por el ventilador y, (3) el costo de mantenimiento. Su instalación comprende (1) el espacio disponible, (2) características del combustible y (3) la temperatura de precalentamiento de aire y temperatura final de gases de escape.

La alta eficiencia y operación óptima en plantas generadoras de vapor se obtienen usando precalentadores de aire y se usa generalmente en unidades grandes. Una reducción de la temperatura de gases de escape en 56 °C elevará la eficiencia de la planta 2.3 a 2.6 %. Un precalentamiento en el aire para la combustión a esa temperatura aumenta la eficiencia a 2%. Los ahorros totales de combustible por precalentamiento de aire fluctúan entre 5 y 10%. El aumento de eficiencia no es solo por condiciones de escape sino por condiciones de combustión, que son mejoradas.

No es una cosa excepcional, 149 °C en los gases de chimenea y a 93 °C se considera muy cuidadosa ya que usan técnicas especiales.

Los precalentadores intermedios proporcionan aire primario de 371 °C usando carbón pulverizado de alta humedad (> de 20%).

El aire absorbe el calor más lentamente que el agua, por tanto el precalentador requiere mayor superficie de calefacción ocupando un espacio más grande que el economizador. Aún así su diseño es más simple que su peso menor por dos razones: (1) La temperatura de entrada de aire es menor que el agua que entra al economizador (2) El economizador trabaja con agua a alta presión, mientras el diferencial de presión de precalentamiento de agua es a lo más 0.53 kg/cm²g. Aun cuando la superficie de calefacción es mayor, su

construcción es de costo relativamente bajo.

Otras ventajas son:

1. La eficiencia de la combustión mejora, pues es casi completa y con menor exceso de aire.
2. La estabilización de la ignición del combustible mejora con cargas bajas.
3. La aceleración de la ignición permite mayor flexibilidad en la carga.
4. La aceleración de la combustión reduce el tamaño del fogón y libera más calor para un volumen determinado.
5. Se eleva la temperatura del fogón dando un coeficiente mayor de absorción de calor, produciendo un aumento de vapor.
6. El aumento de la eficiencia general de la caldera viene del mejoramiento de la combustión y temperatura de gases de escape permitiendo la reducción de la superficie de la calefacción de la caldera.
7. Si el calor total recuperable es mayor que el aprovechado para calentar agua de alimentación, el calor remanente se emplea para calentar aire para la combustión.
8. El carbón se seca durante la pulverización haciendo fácil transporte, alimentación y combustión.
9. Entre mayor es el precalentamiento, menor es el contenido de SO₃ en los gases de escape logrando menor temperatura en la chimenea y mayor provecho de calor.
10. La combustión más completa del combustible reduce los períodos de paradas de la caldera para su limpieza disminuyendo la producción de escorias y gases que llegan a los colectores de cenizas volátiles.
11. El aire caliente ayuda al secado y la ignición de los desperdicios húmedos tales como los combustibles volátiles de bajo grado como son los desechos de aserraderos, fábrica de papel, madera, etc.
12. El aire caliente se usa para calefacción de locales, secado de producto y similares.

Desventajas:

1. El precalentamiento de aire aumenta los costos de mantenimiento de chimenea y materiales refractarios del fogón.
2. Los depósitos de combustible que se forman pueden incendiarse.
3. La oclusiones afectan la operación de la unidad generadora de vapor.
4. Problemas de diseño debido al espacio y peso requerido para el precalentador y ventilador de tiro forzado.
5. Las fugas de aire descompensan la capacidad de calefacción, resolviéndose con el aumento de fuerza del ventilador.
6. La corrosión avanzada redonda en una reposición total de materiales o reparaciones costosas.

Clasificación. (Se hace por principios de operación).

1. Precalentadores recuperativos.
 - a. Precalentadores a base de gases de escape.
 - 1) Tipo tubular
 - 2) Tipo de aire por celdas.
 - b. Precalentador de serpentín de cobre.
 - c. Precalentador de fogón individual.
2. Precalentadores regenerativos.
 - a. Tipo rotatorio.
 - b. A base de guijarros.
 - c. Con tiro a base de material refractario.
 - d. Precalentador de aire a base de líquido térmico.

Para recuperar calor de los gases de escape en generadores de vapor se usa: (1) Precalentadores de aire de tipo rotatorio regenerativo, (2) tubulares, (3) Por celdas, (4) por serpentín de vapor, y (5) a base de difenilo.

PRECALENTADORES DE AIRE RECUPERATIVOS.

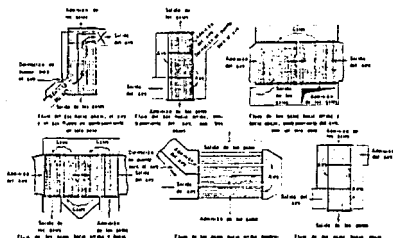
El calor de un fluido en movimiento (gases de escape, vapor, etc.), pasa a través de la superficie del intercambiador de calor (separación por medio de metal), hacia el aire más frío. El medio de calefacción está separado del aire que es calentado.

El principio de recuperación implica la transferencia de calor a través de la pared de separación, donde la parte fría esta recuperando continuamente el calor emitida por la parte caliente. La superficie de separación puede estar formada por tubos o placas.

El régimen de flujo se determina por el diferencial de temperatura, conductividad del metal superficial del gas y del ollín y de las acumulaciones de cenizas y productos de corrosión.

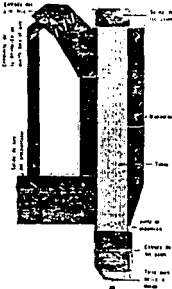
PRECALENTADOR TUBULAR.

Se compone de una batería de tubos largos y rectos, de acero y fierro colado, expandidos dentro del espejos (o fijados) por ambos extremos; por una caja envolvente, provista de aberturas de entrada y salida (figs. 1 a 7). Si los tubos están en posición vertical, los gases pasan a través o alrededor de ellos; si los tubos son de construcción horizontal, los gases fluyen solo alrededor de los tubos. La construcción, en general para flujo a contracorriente, puede ser de un sólo paso o de retornos múltiples (más de 6 ó 7), con mamparas axiales o deflectoras.

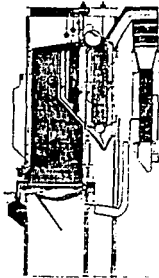


Dispositivos tubulares de precalentadores de aire. (Cortesía de The Babcock & Wilcox Co.)

El precalentador puede tener tubos de 14 m de largo o puede ser tipo seccional de tubos cortos, para reducir la frecuencia de reposición. Los tubos de lados frío (longitud mínima 3.05 m) pueden ser de acero suave, aleado resistente a la corrosión o fierro colado. Los tubos pueden ser de 51 o 64 mm de diámetro interior, y 101 mm de diámetro exterior. Los tubos de mayores diámetros son más fáciles de limpiar, pero aumentan el tamaño y costo del calentador.



Precalentador de alambre con dispositivos de corrosión. La temperatura final se consigue por una demora en suavir. (Cortesía de The Babcock & Wilcox Co.)

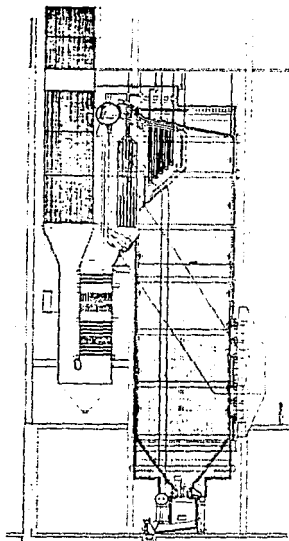


Precalentador de alambre tubular, instalado después del economizador. (Cortesía de Foster Wheeler Corp.)



Precalentador de alambre de tubos horizontales, para servicio marino. (Cortesía de Combustion Engineering Inc.)

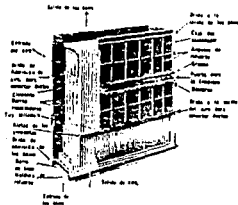
La caja es generalmente del mismo ancho que la caldera, determinando la profundidad de acuerdo con la velocidad que se necesite darle a los gases o al aire. Se evitan las velocidades altas. El calentador de aire se construye para que sea eliminada la pared posterior. El generador de vapor de 340,100 kg/h de capacidad puede tener un precalentador de aire formado de 3,560 tubos y 929 m² de superficie, cada uno de 13.11 m de longitud dispuesto en tres retornos de 4.17 m de altura. La relación flujo de paso del aire y gases es más grande que la relación entre peso del aire y gas.



Precalentador de aire del tipo tubular, con dispositivo de flujo cruzado.

PRECALENTADOR DE AIRE TIPO DE CELDA.

Consiste de series de placas delgadas, planas y paralelas, ensambladas en otras serie de celdas o pasos delgados y angostos, o ensamblado entre si (fig. 8). Los gases de combustión y el aire pasan a espacios alternados con corrientes en dirección contraria. La pérdida de tiro admisible y la limpieza de los gases de combustión determinan el ancho del espaciamiento. El espaciamiento del lado del gas es de 13 a 38 mm y el lado del aire fluctúa entre 13 y 19 mm.



Precaentador de aire por celdas. (Centro de Combustion Engineering Inc.)

De todas las construcciones patentadas, se ha sostenido la construcción a base de juntas soldadas. Por la extensa área de juntas, el problema de escape es de magnitud considerable. Los elementos individuales están dotadas de abertura abocinadas con barra espaciadora; así la distancia se mantiene correcta entre las placas y sirven como aspa de guía.

Para temperaturas hasta de 482 °C se utilizan placas de acero laminado duro o con aleación de cobre, calibre #12 (máx. 7.62 X 1.98 m); si se excede esta temperatura se usa acero de aleaciones especiales o resistente a los ácidos (si los gases de combustión tienen alto contenido de azufre).

Las limitaciones de tamaño se determinan por el espacio disponible y por métodos de soporte empleados. El ancho del precalentador de aire es casi igual o menor al de la caldera.

El precalentador de aire de celda puede ser de construcción más compacta que el de tubos, pero la dificultad en la limpieza disminuye su aplicación.

PRECALENTADOR DE SERPENTIN DE VAPOR.

Es necesario suministrar aire caliente para combustión, aunque no habiendo espacio disponible para instalar un calentador de aire por medio de gases de escape, se utiliza un intercambiador de calor a base de vapor, a través del cual se pasa una corriente de aire para proveer el precalentamiento deseado.

El calentamiento de aire con vapor de escape facilita la generación de fuerza y mejora la eficiencia de las turbinas. El uso del calentador de aire a base de vapor es ventajoso cuando se trabaja con aceite combustible o carbón de alto contenido de azufre, ya que en ambos se aminora la condensación al lado frío.

A consecuencia del diseño conservador de los calentadores de aire, la omisión o el muy limitado grado de control de temperatura del aire en el serpentín, están fuera de servicio la mayor parte del año. El aumento del tamaño del serpentín y la disminución del tamaño del calentador de aire, permite la operación del serpentín durante todo el año. Debe contarse con una fuente de vapor tanto para el periodo de arranque, como para las condiciones de trabajo a plena carga. El control debe intensificarse por medio de la temperatura de los gases y la superficie metálica del calentador de aire.

El precalentamiento de aire a base de vapor parece aportar una mayor eficiencia de la planta en unidades que operan con turbinas de extracción-condensación, que el aumento de eficiencia que se logra con la recirculación de aire caliente.

PRECALENTADOR DE AIRE CON FUEGO INDIVIDUAL.

Se emplean para calentar aire u otros gases para procesos industriales. Se componen de un fogón individual con calentador de tipo tubular, dispuestos para determinado número de retornos de los gases y del aire.

PRECALENTADORES DE SOTANOS.

En las chimeneas de calderas o en fogones residenciales, puede colocarse una unidad de recuperación de calor formado por una sección de intercambio de calor y un ventilador. El aire del sótano es impelido por el ventilador a través del calefactor cuando la caldera o el hogar están en servicio.

PRECALENTADORES DE AIRE REGENERATIVOS.

Este es un medio de calefacción indirecta en el cual una masa adecuada (estructura que sirve de cuerpo intermedio de almacenamiento de calor) es térmicamente regenerada por el paso de los productos de combustión calientes (o por cualquier otra fuente de calor), después de que ha sido enfriada por la corriente del aire.

Aunque es expuesto intermitentemente a las mismas superficies de almacenamiento de calor, el aire no entra en contacto directo con el medio de calefacción. El calor de los gases de escape no pasa a través de una barrera metálica, sino que es absorbido por la masa acumuladora; más tarde es liberado por el aire para la combustión, que entra. La unidad es de una alta eficiencia, las temperaturas del metal son uniformes y se eliminan los focos de calor.

El cambio de ciclo de calefacción al de enfriamiento, se efectúa por los siguientes métodos :

1. Por movimiento de rotación, de la unidad acumuladora de calor, de la corriente de gases calientes a la de aire frío.
2. Calentando y enfriando alternativamente una masa acumuladora estacionaria, cambiando las corrientes de gas y de aire respectivamente.

PRECALENTADOR DE AIRE REGENERATIVO TIPO ROTATORIO.

El precalentador continuo de aire Ljungstrom (fig. 9) tiene una amplia aplicación en plantas generadoras de vapor y el 70 % de todos los precalentadores son de esta marca. Este se compone de una caja con dos compartimientos, donde los gases calientes de la combustión están en un lado y el aire a calentar en el otro. Una masa con movimiento de rotación lento (el rotor con los elementos de calefacción) pasa por la corriente de los gases absorbiendo calor y continúa girando por una sección sellada hasta llegar al sector de la corriente de aire donde se le despoja del calor, continuando la rotación por una segunda sección sellada, para regresar nuevamente a la sección atravesada por la corriente de los gases. En cada rotación se cierra un ciclo de intercambio de calor. Los elementos del precalentador de aire Ljungstrom son: (1) el rotor con su mecanismo de movimiento, (2) elementos de calefacción, (3) canastilla y (4) sellos de aire.

1. Rotor. Está formado por una unidad ensamblada a base de soldadura, compuesta de una placa de acero, dividida en compartimientos que contienen serpentines en forma de sector; el rotor forma una estructura que sostiene los elementos de calefacción, dispuestos a manera de canastilla. Gira a una velocidad de 2 a 3 rpm y es impulsado por un motor de 1/2 a 3 hp (según el tamaño del precalentador). El mecanismo de movimiento, reductores de velocidad y las chumaceras están aislados de las corrientes de aire y de gas. La estructura es fuerte y de poco peso y tiene tolerancia para la expansión motivada por la temperatura.

2. Elementos de calefacción. Se componen de láminas de acero delgadas onduladas (fig.11) dispuestas en forma compacta, con el canto dirigido hacia el curso de los gases, así que los listones forman espacios amplios longitudinalmente, que proporcionan un flujo turbulento con el mínimo de resistencia. Este dispositivo permite la obtención de una superficie de calefacción amplia y efectiva que puede ser colocada de manera compacta dentro de un rotor relativamente chico. En una longitud de 25 mm de una superficie en particular tiene la misma capacidad de recuperación de calor que una de 30.5 cm en un calentador standard de placas, y de 61 cm comparado con uno tubular que tenga la misma resistencia al gas y aire, mostrándose así su gran eficiencia. La superficie de calefacción se acomoda en dos o más capas fácilmente removibles, para facilitar su manejo y la profundidad de las capas es de acuerdo con condiciones de operación con las siguientes ventajas :

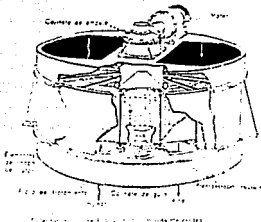
a) Temperatura de gases de escape más baja (aumentando la eficiencia) justificándose porque la capa del lado frío (mínimo de altura 305 mm) se puede construir de una aleación resistente a la corrosión, volteándola cuando uno de los extremos se ha adelgazado mucho, o cambiándose a un costo económico.

b) El espaciamiento de la superficie puede ser variado completamente en la totalidad de las secciones del calentador para satisfacer demandas de operación.

c) Se pueden emplear materiales diferentes en cada una de las capas adecuadas a las temperaturas y condiciones en cada zona de aplicación particular.

d) La capa localizada en el lado frío puede ser desmontada por una puerta de acceso, sin dañar otras superficies.

3. Canastillas. Los elementos de calefacción son armados en la fábrica en formas de canastillas de tamaños y pesos estandarizados. Las capas o elementos sencillos están limitados a una altura de 1067 mm. No existe límite para el número de capas que se instalan en un rotor sencillo.



En las instalaciones grandes se utilizan dos precalentadores por caldera para tener una disposición más adecuada de precalentadores y ductos.

Para temperaturas superiores a 538 °C la superficie de calefacción del lado caliente se construye de hojas de acero Siemen-Martin y la del lado frío es de material de baja aleación, resistente a la corrosión. Para temperaturas aún más altas se utiliza acero al cromo níquel.

PRECALENTADOR A BASE DE GUIJARROS.

Una cantidad determinada de cuerpos esféricos de 13 mm de diámetro hechos de material refractario y de un compuesto de mullita (72 % Al₂O₃ y 28 % SiO₂) se calientan alternadamente en una cámara superior por gases calientes y enfriados en una inferior por el aire. Las bolas calientes bajan por gravedad y son elevadas al depósito superior nuevamente para su recalentamiento por un elevador. Un cuerpo cilíndrico de acero, sellado a prueba de gas, forma un soporte rígido para la construcción de tabique refractario. Este dispositivo sirve para calentar aire u otros gases a temperaturas hasta de 1259 °C. Para evitar mezcla de gases se controla con exactitud la presión. Estos calentadores se crearon para usarse en procesos industriales.

PRECALENTADOR DE DUCTO REFRACTARIO.

En fogones de los hornos Siemens-Martin y en procesos industriales se usan estos calentadores con ductos de material refractario para su operación en caliente. Los ductos se disponen por pares y de forma que los gases calientes sean elevados a temperaturas de más de 538 °C, antes de entrar a la cámara de combustión del fogón. El

4. Sellos. Se usan sellos radiales y periferales montados en los bordes de la placa del rotor, para reducir los escapes de gas y aire. Son fácilmente ajustados y cambiados. Hay tres tipos de fugas hacia la corriente de aire y gas en el precalentador Ljungstrom.

a) Hacia la cámara de gases, a consecuencia de entrada de aire en los pasos del rotor.

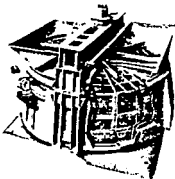
b) A través de sellos radiales.

c) Alrededor de la circunferencia del rotor.

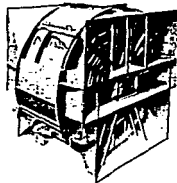
Las fugas son en total un pequeño porcentaje del volumen del flujo, correspondiendo a una caída de temperatura de 1.67 °C en los gases de escape.

Como cada sección de la superficie de calefacción pasa a través de la corriente total del aire y gas, no hay tendencia a la estratificación, quedando eliminados focos de calor obteniéndose temperaturas uniformes. Si se forman condensados durante las cargas bajas de la caldera en el lado frío de los elementos de calefacción, el aire que entra elimina esta humedad. La temperatura de los elementos calefactores es mucho más alta que la temperatura del metal de los tipos recuperativos (en las mismas condiciones), siendo más eficiente y reduciéndose así su tamaño.

El precalentador Ljungstrom se construye en cierto número de diámetros y longitudes, de elementos estandarizados, seleccionando así un gran número de tamaños. Existen calentadores con un mínimo de tamaño de 11,340 kg/h de vapor y en adelante. Se obtiene para flujo vertical (fig.10) u horizontal (fig.11). Normalmente las direcciones de las corrientes de gas y aire fluyen en forma opuesta pero hay para flujo paralelo. En una unidad con flecha vertical (entrada de gases en el fondo; fig. 10), se limpia más fácilmente. Las unidades que se instalan a la intemperie, con ventiladores y precalentador de aire montados a nivel de piso, son de flecha horizontal (fig.11).



Precalentador de aire regenerativo de Ljungstrom, con flujo vertical. (Cortesía de The Air Preheater Corp.)



Precalentador de aire regenerativo de Ljungstrom, de flujo horizontal. (Cortesía de The Air Preheater Corp.)

arreglo de ductos y compuertas permite el flujo de aire y gas a través de estos para establecer una corriente continua. El material refractorio sirve a su vez como medio de transferencia de calor. El diseño de el calentador incluye construcción abierta en forma de panal y construcción sólida con tiros rectos.

PRECALENTADOR DE AIRE A BASE DE LÍQUIDO TERMICO.

Un calentador tipo regenerativo puede operarse con óxido de difenilo u otro líquido similar, como intermediario en la conducción de calor. El líquido es calentado al pasar a través de un intercambiador de calor, por los gases calientes del tiro, para ser enfriado a su paso por otro intercambiador de calor colocado en la corriente del aire. El calor se transfiere de los gases al aire, mediante la circulación continua del líquido.

DISEÑO Y APLICACION.

TRANSFERENCIA DE CALOR.

El coeficiente de transferencia de calor de los gases de escape al aire puede variar entre 9.72 y 24.4 kcal/h m²°C (2 a 5 Btu/h ft²°F) de diferencial promedio de temperatura entre el gas y el aire. El coeficiente de transferencia de calor es más bajo en el calentador de aire, debido a que su superficie no esta mojada como la de economizador y caldera.

Aunque la forma y configuración de los ductos del flujo ejercen influencia sobre el factor de transferencia de calor, se debe dar más importancia a la velocidad. Las pérdidas por fricción del tiro aumentan con el cuadrado de la velocidad de los gases y aire, por lo tanto, la velocidad y el coeficiente de transferencia de calor están limitados por la pérdida de tiro admisible a través del calentador de aire. Para cada instalación hay una velocidad determinada, más allá de la cual, cualquier ganancia en la eficiencia, no podrá contrarrestar el aumento de fuerza requerido.

En el empleo del calentador de aire, se reducen al mínimo las variaciones de la eficiencia que provienen de las fluctuaciones de la carga de la caldera. Un aumento en la carga de la caldera aumenta a su vez el volumen y la temperatura de los gases de la combustión, mejorándose el coeficiente de transferencia de calor a través del calentador de aire. Se mantiene un alto promedio de eficiencia en la planta generadora de vapor, si hay variaciones muy grandes en la carga de la caldera.

La superficie del precalentador de aire puede tener una proporción entre el 80 y 150 % de la superficie de calefacción de la caldera, si el precalentador opera en combinación con un economizador, y sin economizador, su extensión llega a 300 % ; si se instala con un economizador de evaporación su superficie llega a 900 %, comparada con la superficie de calefacción de la caldera.

No hay ventajas en el uso de tubos con aletas para el intercambiador de calor, ya que el coeficiente de transferencia de calor entre el gas y el metal es casi el mismo que entre el metal y el aire.

AIRE PARA LA COMBUSTION.

La temperatura a la que se debe precalentar el aire para la combustión varía considerablemente y es afectada por (1) las características del combustible, (2) el método de combustión empleado, (3) el equipo de alimentación de combustible y (4) la construcción del fogón.

Algunos tipos de carbón bituminoso tienden a apelmazarse si la temperatura del aire excede de 121 °C; otros admiten temperaturas hasta de 177 °C. La antracita y el cisco de coque se pueden quemar con aire precalentado a 232 °C. Los combustibles que arden en suspensión (aceite, gas, carbón pulverizado, etc.) operan con aire precalentado a 371 °C aproximadamente. Algunos tipos de carbón pulverizado operan a solo 149 °C.

Si la temperatura del aire precalentado es demasiado alta, las parrillas se sobrecalentarán y se flexionarán. El aire caliente, que pasa a través de las aberturas de la parrilla a las altas velocidades que se requieren para quemar carbón de tamaño menudo, estimula el arrastre. Un aumento de la temperatura del fogón ocasionará el aumento de temperatura de trabajo del material refractario, ocasionando el rápido deterioro del recubrimiento del fogón.

Con alimentadores de parrilla de cadena, el precalentamiento de aire queda limitado a una temperatura de 149 a 177 °C, para que el costo de mantenimiento del alimentador de combustible sea bajo. En algunos cargadores bajos de combustible, se utiliza aire de 232 a 260 °C. Los fogones requieren un mayor revestimiento de material refractario que los operados sin precalentamiento de aire. En fogones con paredes de agua se obtiene un mejoramiento de la transferencia de calor por el precalentamiento de aire, debido a las temperaturas del fogón.

La temperatura del aire primario para la operación con carbón pulverizado está limitada por los molinos y quemadores; usualmente se le mantiene en 107 °C (dependiendo de la humedad del carbón). Ocasionalmente se utiliza una sección independiente para calentar el aire primario, permitiendo el empleo de un ventilador de tiro forzado más chico (únicamente para el aire secundario), proporcionando una flexibilidad mayor de operación. Sin embargo, ésta sección complica el diseño del precalentador.

LIMITACIONES DE LAS TEMPERATURAS BAJAS.

La temperatura de rocío de los vapores condensables contenidos en los gases de escape, darán la base para la selección de la temperatura de diseño de los gases de salida y la temperatura del aire de entrada. Empleando combustible de emergencia y calderas muy grandes, es difícil mantener la temperatura del lado frío de un precalentador de aire de alta eficiencia, por encima del punto de rocío. Abajo de esta temperatura el precalentador tiene una seguridad inestable de servicio.

Las acumulaciones de cenizas en la superficie por el lado de los gases, en el extremo frío del calentador, reducirán la temperatura del metal que queda abajo. Estos depósitos son porosos y permiten que los gases del tiro entren en contacto con el metal que se ha enfriado abajo del punto de rocío. La humedad resultante se combina con los ácidos contenidos en la ceniza, provocando la rápida corrosión del metal abajo de las costras depositadas, a pesar de que la temperatura de salida del gas es aumentada por los propios depósitos de ceniza.

La corrosión en el extremo frío se puede controlar por los siguientes métodos:

1. Derivando o recirculando el aire o gases de combustión, con un aumento en el tamaño del ventilador y consumo de energía.
2. Usando una superficie de calefacción variable.
3. Empleando metales resistentes a ácidos, como fierro colado y acero resistente a corrosión.
4. Aplicando sistema de flujo paralelo (en la misma dirección) del gas y aire, en vez del sistema a contracorriente.
5. Mediante el empleo de serpentines de vapor a la entrada del calentador de aire, sustituyendo el uso del vapor para el impulso del ventilador.
6. Modificando el diseño del lado del aire, para reducir el efecto del flujo de masas, aminorando el efecto refrigerante del aire que entra.
7. Recubriendo la superficie con esmalte porcelanizado.

CAPITULO 5

TECNICAS DE EVALUACION ECONOMICA

TECNICAS DE EVALUACION ECONOMICA.

a) Método de recuperación.

La técnica de recuperación determina el número de años requeridos para que el capital invertido sea cubierto por los beneficios resultantes. La medida se calcula sobre una base de "antes de impuesto y sin descuento"; es decir no haciendo caso al costo de oportunidad del capital.

$$\text{periodo de recuperación} = \frac{\text{Costo inicial}}{\text{benef. anuales} - \text{Costos anuales}}$$

Esta técnica es apropiada cuando:

- i) Rápido criterio para juzgar una inversión cuando se dispone de recursos financieros para invertir en corto tiempo.
- ii) Para inversionista especulativo, con horizonte de tiempo limitado para la recuperación de la inversión.
- iii) La vida esperada del activo es incierta, la determinación de la vida de equilibrio sirve para establecer la probabilidad de lograr una inversión conveniente.

b) Método de la recuperación de la inversión.

La recuperación de la inversión es el período de tiempo en que los ahorros proporcionados por las medidas de conservación de energía, actualizados a su valor presente, de acuerdo con la tasa de interés considerada, son mayores o iguales a la inversión inicial del capital.

I=Inversión inicial para el ahorro de energía
 E=Energía ahorrada anualmente
 CE= precio inicial de la energía
 i= Tasa de interés a moneda constante
 p=Tasa de aumento del precio de la energía
 n=Tiempo de recuperación de inversión en años

Si se invierte una cantidad inicial p a una tasa de interés i durante n años se tiene al final de ese período una suma S dada por:

$$S = p(1+i)^n$$

Actualizando los ahorros anuales de las medidas de conservación de energía, suponiendo que el precio real de energía aumenta a una tasa anual p, e igualando a la inversión inicial tenemos:

$$E \cdot CE \cdot \sum_{t=1}^n \frac{(1+p)^t}{(1+i)^t} = I$$

Despejando n se obtiene:

$$n = \frac{\ln\{1 - (I/E \cdot CE) \cdot (1 - (p/(1+p)))\}}{\ln\{(1+p)/(1+i)\}}$$

c) Método del valor presente neto.

El cálculo es la diferencia entre el valor presente de los beneficios y de los costos que resultan de una inversión. Los beneficios se definen como flujos positivos de dinero y/o reducciones en su desembolso.

$$VPN = \sum_{j=1}^n \frac{(S_j + R_j) - (I_j - V_j + M_j)}{(1+i)^j}$$

VPN = Valor presente neto

n = Número de intervalos de tiempo en los que se analiza la inversión

S_j = Ahorros de costos de energía en el año j

R_j = Ingresos por venta de energía en exceso recibidos en el año j

I_j = Costo de inversión

V_j = Valor de rescate

M_j = Mantenimiento y reparación

k, j = Años

Es importante evaluar los costos y beneficios de cada inversión alternativa a lo largo de un número igual de años. Así:

1. Costos y beneficios se pueden medir para un período que sea un múltiplo común de las vidas económicas de las alternativas, por ejemplo para comparar la bomba A, que tiene una vida de 5 años, contra la bomba B que tiene 10, se puede evaluar la alternativa de A, sobre la base de una sustitución, y la alternativa de B sin sustitución, de forma que los beneficios y costos de ambos sistemas se calculen para 10 años.

2. Otra forma es que costos y beneficios de cada alternativa puedan ser calculados en términos de costos anuales; así del ejemplo anterior costos anuales se hacen sobre la base de 5 años para A y 10 para B, usando entonces beneficios y costos anuales para calcular el valor presente de estos para el número de años deseados de servicio.

3. Cuando alguno de los sistemas se usará en un límite de tiempo, menor al múltiplo común de las vidas económicas de cada alternativa, se descuenta al valor presente las erogaciones de dinero asociadas a cada alternativa durante el período de análisis, asegurando que se considera el valor remanente que se espera de los sistemas al final de su uso. Por ejemplo, el problema consiste en elegir A o B, en caso que su uso preescrito fuese 7 años debido

al cierre de la planta al inicio del octavo año. El sistema A requeriría una sustitución ya que su vida esperada es 5 años y se necesita siete. El valor remanente de reemplazó después de 2 años de uso se descontaría a valor presente deduciéndolo del costo del sistema en valor presente; igualmente se estiman los 3 años restantes de B.

d) Técnica del valor anual neto (beneficios anuales netos).

Esta técnica se parece a la anterior excepto que costos y beneficios se convierten a una base anual uniforme y no a valor presente.

$$A = \sum_{j=1}^n \frac{(S_j + R_j) - (I_j - V_j + M_j)}{(1+i)^j} \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^{n-1}}$$

Los términos:

$$\frac{1}{(1+i)^j} = \text{Descuento simple en valor presente.}$$

$$\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^{n-1}} = \text{Cantidad compuesta uniforme.}$$

A= Valor anual de beneficios netos

Teniendo las demás variables el mismo significado que en la anterior técnica.

Si las alternativas de inversión tienen diferentes expectativas de vida, los métodos que sirven para compararlas son:

1. Suponemos que cualquiera que sea la alternativa elegida se necesitará un periodo indefinido de tiempo y así será renovada conforme se necesite; en este caso el costo anual de cada sistema se calcula para su vida económica esperada independientemente que las vidas de cada alternativa son diferentes.

2. Si el uso de las alternativas es para un tiempo limitado, se calculan costos planeados para la inversión, estimando el valor de rescate para cada alternativa en el tiempo planeado de terminación de su uso.

La desventaja de esta técnica es que no distingue entre proyectos de magnitudes desiguales que arrojan beneficios netos iguales, pero el análisis de las relaciones costo-beneficios eliminan este problema (véase mas adelante).

La ventaja que tiene relativo al valor presente neto es que una cantidad anual equivalente se entiende más que de una equivalente presente en todos los movimientos de dinero repartidos en el periodo de análisis.

e) Técnica del costo beneficio.

Esta técnica expresa beneficios como una proporción de costos, donde beneficios-costos se descuentan a un valor presente o a un equivalente de valor anual.

$$B/C = \frac{\sum_{j=1}^n \left[\frac{S_j + R_j}{(1+i)^j} \right]}{\sum_{j=1}^n \left[\frac{I_j - V_j + M_j}{(1+i)^j} \right]}$$

B/C = Relación beneficio-costos

Las otras variables están definidas en las técnicas anteriores.

Mientras VPN y A requieren que beneficios descontados menos costos descontados sean positivos, el método de B/C requiere que la relación de beneficios descontados a costo sea mayor que la unidad, para que sea aconsejable.

Su desventaja radica en que la relación se afecta por la decisión de si una pérdida se clasifica como un costo o beneficio negativo, es decir si aparece en el numerador o en el denominador de la relación. Además esta técnica está sujeta a aplicaciones erróneas de la escala eficiente de un proyecto.

CAPITULO 6

OPTIMIZACION DE UN SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

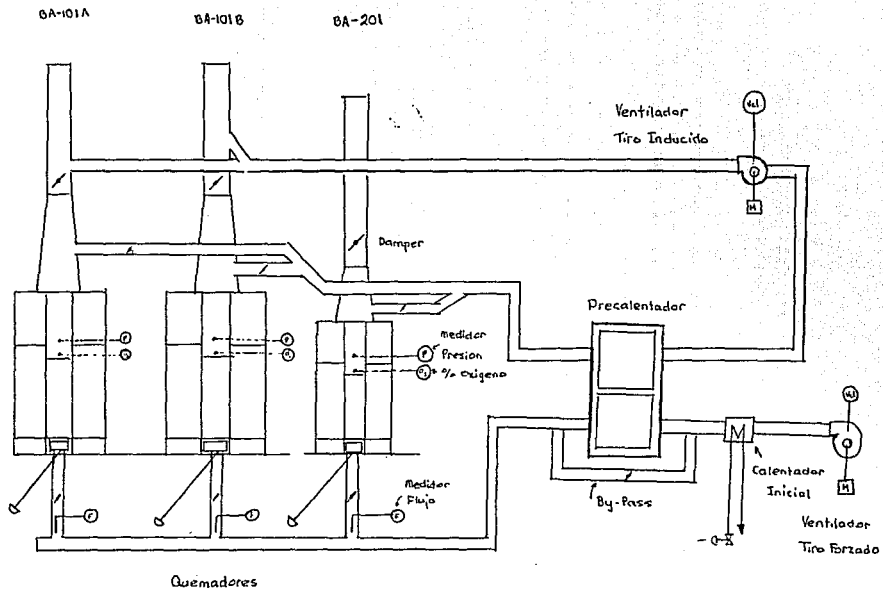


Figura Esquema del Sistema

PROBLEMA.

1. Determinar el ahorro de energía en un sistema de tres calentadores a fuego directo al alimentarios con aire que ha sido calentado en un intercambiador de calor común que utiliza los gases de combustión para este propósito; el sistema de control de este precalentador es independiente.

2. Diseñar el precalentador, ductos con aislante y los ventiladores necesarios para el buen funcionamiento del sistema.

Datos.

Carga térmica por quemador (MM BTU/Quemador h)

	BA 101-A	BA 101-B	BA-201
Máxima	9.5	9.5	7.52
Normal	8.0	8.0	6.27
Mínima	3.2	3.2	2.51
Número de Quemadores	36	36	20
Calor Absorbido por Calentador, MM BTU/h	250	250	90

Temperatura de los gases de salida de la sección de convección de los calentadores:

	Mínima	normal	Máxima	
BA 101-AyB	550	585	700	*F
BA-201	650	780	880	*F

Temperatura de gases de salida del precalentador de aire.

Mínima 350 °F

Máxima 370 °F

Características de la combustión.

Tipo de combustible gas o combustóleo

Porcentaje de aire en exceso 20 %

Porcentaje de eficiencia presente de los calentadores, definido como el calor transferido a los servicios producidos en la caldera dividido por el calor proporcionado por el combustible. 81.5 %

Perdidas por radiación en por ciento del calor liberado. 3 %

Temperatura de gases de salida de la sección de radiación 1590 °F

Poder calorífico del combustóleo (Pc) 1700 BTU/lbcomb.

Densidad del combustible (δc) 8.328 lb/gal

Presión atmosférica 599 mm Hg

Temperatura de aire 60 °F

Elevación sobre nivel del mar 6940 ft

Relación estequiométrica de los flujos de aire y combustible en lb/h.

$F_{ae} = 14.42 F_c$

F_{ae} = Flujo de aire estequiométrico

F_c = Flujo de combustible

CONDICIONES DE DISEÑO.

1. El sistema de calentadores debe poder operar prescindiendo del sistema de precalentamiento de aire, como ocurre ahora, cuando sea necesario realizar mantenimiento en el precalentador. Entonces opera con tiro natural en vez de forzado.

2. Se debe garantizar una eficiencia de 89 % con el sistema de precalentamiento de aire y de 81.5 % sin precalentador.

3. Se incluye un by-pass de aire alrededor del precalentador para poder controlar la temperatura del aire que alimenta los calentadores cuando estos operen a baja carga térmica.

4. La temperatura de salida de gases en el precalentador no debe ser menor de 350 °F, debido al punto de rocío de los gases de combustión, porque entonces contendrían ácido sulfúrico que causaría corrosión.

5. El voltaje disponible en la planta es de 4160 v.

DESARROLLO.

Cálculos.

La carga térmica (Ca) es igual al número de calentadores multiplicado por la carga térmica por quemador.

	BA101-A	BA101-B	BA-201 (MM BTU/h)
Máxima	344	344	150.4
Normal	288	288	125.4
Mínima	115.2	115.2	50.2

El consumo de combustible (Cc) = Ca/Pc es igual a la carga térmica dividida por el poder calorífico del combustible de 17,000 BTU/lb.

	BA101-A	BA101-B	BA-201	M lb/h
Máximo	20.11	20.11	8.85	M=mil
Normal	16.94	16.94	7.38	
Mínimo	6.78	6.78	2.95	

Cc total = 41.26 M lb/h

El flujo de aire (f_a) en el calentador es 20% en exceso del estequiométrico, 1.2 F_{ae} , donde se ha encontrado que $f_a=17.3$ Cc.

	BA101-A	BA101-B	BA-201	M lb/h
Máximo	347.90	347.90	153.11	
Normal	293.06	293.06	127.67	
Mínimo	117.29	117.29	51.04	

f_a Total de diseño = 713.80 M lb/h

El flujo de gases de combustión (f_g) es igual al flujo de aire más el flujo del combustible, o sea $Cc \cdot 18.3$

	BA101-A	BA101-B	BA-201	M lb/h
Máximo	368.01	368.01	161.96	
Normal	310	310	135.05	
Mínimo	124.07	124.07	53.99	

f_g total de diseño = 755.05 M lb/h

La eficiencia sin precalentamiento de aire (η_1) es el calor absorbido por los tres calentadores, $Q_a = Q_A + Q_B + Q_{201}$, dividido por el calor liberado por el combustible, Q_c , más las pérdidas de calor por radiación, que son 3% del calor liberado por el combustible, $Q_p = 0.03 Q_c$.

$$\eta_1 = Q_a / (Q_c + Q_p) \quad Q_p = 0.03 Q_c$$

$$\eta_1 = (250 + 250 + 90) / 1.03 (288 \cdot 2 + 125.4)$$

$$\eta_1 = 0.815$$

Se desea realizar el diseño del precalentador en forma tal que la eficiencia final con precalentador, η_2 , sea de 89%.

$$\eta_1/\eta_2 = 0.815/0.89 = 0.916$$

El nuevo consumo de combustible es 0.916 veces del flujo anterior, $C_n = 0.916 C_c$.

	BA101-A	BA101-B	BA-201	M lb/h
Normal	15.51	15.51	6.75	

$$C_n \text{ total} = 37.77 \text{ M lb/h}$$

El nuevo consumo de aire es 17.3 veces del flujo de combustible, $F_a = 17.3 C_n$.

	BA101-A	BA101-B	BA-201
Normal	268.32	268.32	116.78

$$F_a \text{ total} = 653.42 \text{ M lb/h}$$

El nuevo flujo de gases (F_g) de combustión es 18.3 veces del flujo de combustible, $F_g = 18.3 C_n$.

	BA101-A	BA101-B	BA-201
Normal	283.88	283.88	123.52

$$F_g \text{ total} = 691.29 \text{ M lb/h}$$

La temperatura de entrada de los gases de combustión al precalentador (T_e) se obtiene del balance térmico entre sus flujos:

$$F_{ab} (T_e - 585) = F_{201} (780 - T_e)$$

F_{ab} = Flujo de gases en BA101-A y B

F_{201} = Flujo en BA-201

$$T_e = (123.52(780) + 567.76(585)) / 691.29$$

$$T_e = 620 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El calor transferido al aire (Q) se calcula del calor perdido por los gases de combustión, que entran a $620 \text{ } ^\circ\text{F}$ y deben salir a no mas bajo de $370 \text{ } ^\circ\text{F}$, para evitar la condensación de agua que contendría ácido sulfúrico.

$$C_p \text{ gas} = 0.2648 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$Q = 691.29 \text{ M } (0.2648) (620 - 370)$$

$$Q = 45763.4 \text{ M BTU/h}$$

La temperatura del aire precalentado (T_a) es igual al calor que le es transferido al calentarlo desde su temperatura inicial de $125 \text{ } ^\circ\text{F}$ dividido por su capacidad de calor.

$$C_p \text{ aire} = 0.25 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$45763.45 \text{ M} = 653.42 \text{ M } (0.25) (T_a - 125)$$

$$T_a = 405 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Diseño del ventilador de tiro forzado. La densidad del aire (ρ) es 0.05932 lb/pie cúbico

FA = 653.42 M /60 (0.05932)

FA = 183.57 M ft cu. / min

El ventilador ahora se diseña utilizando la Tabla 1. Su potencia se calcula de la fórmula $BHP = (1.57 \cdot 10^{-4}) FA Pe$ a $T = 68^\circ F$, donde Pe presión en pulgadas columna agua (Perry's p. 6-22¹). En la fila del flujo volumétrico apropiado se supone una presión estática (que es proporcionado por el fabricante), se calcula la potencia y se compara con el valor en la tabla. Repetir hasta que concuerden.

Por interpolación se obtuvo: HP = 263.35, presión estática $Pe = 7$ in. columna agua, velocidad ventilador 723 RPM, velocidad gases de salida 3600 ft/min. La potencia del ventilador calculado por la fórmula es 201.74 HP, y dividido por la potencia proporcionado por el fabricante resulta en la eficiencia $201.74/263.35 = 76.6\%$

Para este ventilador se requiere un motor de:

HP = 300 4160 v / 3 F / 60 Hz.

Costo = \$84,000 dólares

¹ Chemical Engineer's Handbook, McGraw Hill, New York, 1984.

Ventilador de tiro inducido. La densidad de los gases de combustión (ρ) es 0.03648 lb / ft cu. y su flujo volumétrico por minuto es:

$$FG = 691.29 \text{ M} / 60 (0.03648)$$

$$FG = 315.83 \text{ M ft cu./min}$$

El ventilador se diseña similarmente usando la gráfica 1. Para un ventilador de tipo 8589 y aspas tipo D, que opera a 800 RPM, del flujo de los gases se lee la presión estática de $P_e = 17.5$ in. columna agua, que corresponde a una eficiencia de 62.5% y una velocidad de 5900 ft/min dada por el fabricante. La potencia se calcula por la misma fórmula que arriba:

$$\text{BHP} = 1.57 \cdot 10^{-4} (315.83 \text{ M}) 17.5$$

$$\text{BHP} = 867.74 \quad \text{a } T=68 \text{ } ^\circ\text{F}$$

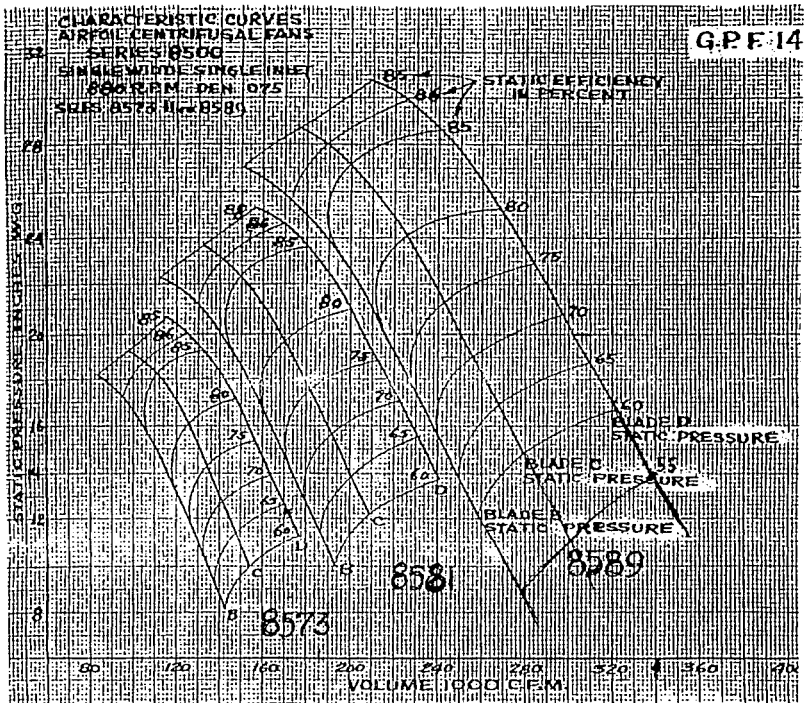
Ajustando este valor a la temperatura de operación, se obtiene:

$$\text{BHP} = 707.48 \quad \text{a } T=370 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para este ventilador se necesita un motor de :

$$\text{Hp} = 1000 \quad 4160 \text{ V} / 3 \text{ F} / 60 \text{ Hz}$$

Costo \$70,000 dólares



DISEÑO DE CONDUCTOS DE GAS Y AIRE.

Datos.

Vg = velocidad de los gases = 5500 ft/min
 Va = velocidad del aire = 3600 ft/min
 Qp = calor perdido (1% del calor total) = 457634 BTU/h
 δ_g = densidad del gas promedio = 0.03648 lb/ft cu.
 δ_a = densidad del aire promedio = 0.05932 lb/ft cu.
 Fg = flujo total de gas = 691280 lb/h
 Fa = flujo total de aire = 653420 lb/h
 FAg = flujo de gas que sale del horno BA101-A = 283880 lb/h
 FBg = flujo de gas que sale del horno BA101-B = 283880 lb/h
 FCg = flujo de gas que sale del horno BA-201 = 123520 lb/h
 FAa = flujo de aire que entra al horno BA101-A = 268320 lb/h
 FBa = flujo de aire que entra al horno BA101-B = 268320 lb/h
 FCa = flujo de aire que entra al horno BA-201 = 116780 lb/h
 FL = flujo de aire que entra a los hornos BA101-A y B = 536640 lb/h
 K = Conductividad térmica del aislante = 0.088 BTU/h ft °F

Nombres de variables que se utilizarán para el diseño.

Nombre	Unidades
V = velocidad del fluido	ft/min
L = longitud del ducto	ft
D = derivación del flujo	adimensional
F = flujo másico	lb/h
Q = flujo volumétrico	ft cu./min
a = arista del ducto	ft
T = temperatura dentro del ducto	°F
P = perímetro del ducto	ft
E = espesor del aislante	ft
S = superficie del conducto	ft ²

Fórmulas de diseño.

$$Q = F / (60 * \delta)$$

$$a = \sqrt{F / V}$$

$$P = 4 * a$$

$$E = K * P * L * (T - 70) / Qp$$

$$S = a^2 * L$$

Cuadro de características de diseño para ductos calientes que se dirigen al precalentador.

Nº sección	I	II	III	IV	V	VI
Longitud de ducto	56	35	56	104	40	211
Derivación de flujo	FAq/2	FA	FBq/2	FAq+FBq	FG	FCq
Flujo másico	141940	283880	141940	567760	691280	123520
Flujo Volumétrico	69848.32	129696.62	129696.62	259393.27	315026.00	56422.75
Arista del ducto	3.32	4.70	3.32	6.60	7.32	3.09
Temperatura	585	585	585	585	620	780
Perímetro	13.26	19.75	13.26	26.52	29.26	12.36
Espesor del aislante	0.073	0.065	0.073	0.273	0.123	0.356
Superficie del ducto	617.25	773.25	617.25	4530.24	2143.30	2014.65

Cuadro de características de diseño para ductos de gases fríos que salen del precalentador.

Número de sección	VII	VIII	IX	X
Longitud del ducto	295	56	35	56
Derivación del flujo	FG	FG/4	FG/2	FG/4
Flujo másico	691280	172820	345640	172820
Flujo volumétrico	315026.01	78956.50	157913.00	78956.50
Arista del ducto	7.32	3.65	5.17	3.65
Temperatura	370	370	370	370
Perímetro	29.27	14.63	20.69	14.63
Espesor	0.10	0.05	0.04	0.05
Superficie	15806.81	746.06	935.51	746.06

Cuadro de características de diseño de ductos de aire precalentado.

$$FL = FAA + FBA$$

Nº sección	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI
Longitud de ducto	111	162	26	56	35	56
Derivación de flujo	FA	FCa	FL	FL/4	FL/2	FL/4
Flujo másico	653420	116780	536640	134160	268320	134160
Flujo Volumétrico	182586.19	32810.74	150775.45	37693.86	75387.73	37693.86
Árbita del ducto	7.14	3.02	6.47	3.23	4.58	3.23
Temperatura	405	405	405	405	405	405
Perímetro	28.56	12.07	25.89	12.94	18.30	12.94
Espesor del aislante	0.204	0.126	0.043	0.047	0.041	0.047
Superficie del ducto	8658.74	1476.53	1088.38	584.24	714.17	584.24

Superficie de ductos de gas caliente que sale del precalentador.

$$S1 = 3934.44 \text{ ft}^2$$

Superficie de ductos de gas frío que sale del precalentador.

$$S2 = 10695.84 \text{ ft}^2$$

Superficie de ductos de aire precalentado.

$$S3 = 10126.30 \text{ ft}^2$$

Superficie total de ductos.

$$St = 24756.58 \text{ ft}^2$$

Costo del total de ductos con aislante.

$$\$ 1,914,000.00 \text{ dólares.}$$

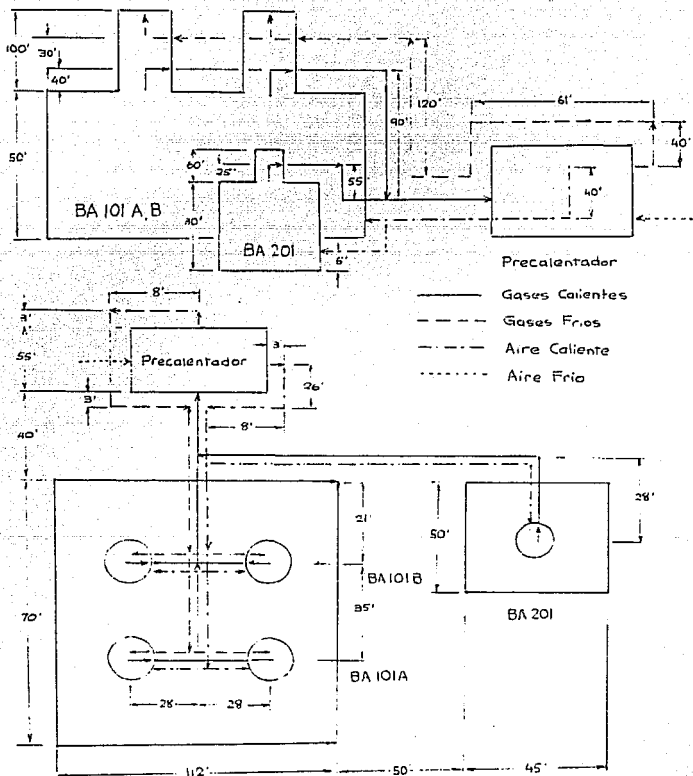


Figura Esquema de los Ductos

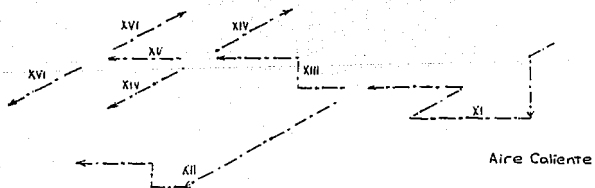
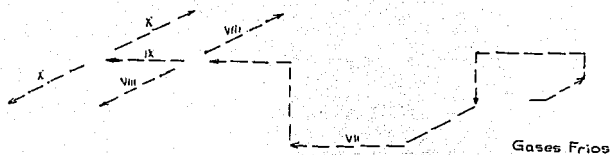
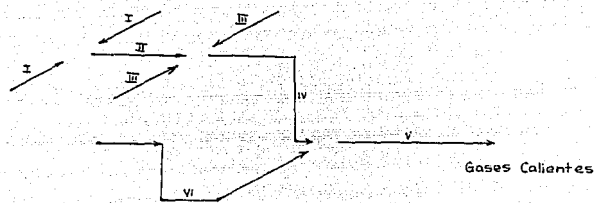


Figura Definiciones de las Secciones de los Ductos Empleados en Tabla

Diseño del precalentador.

Método de diseño.

1. Tener disponibles los siguientes datos:

De	= diámetro externo de tubo	0.2917	ft
Di	= diámetro interno de tubo	0.2717	ft
e	= espesor de tubo	0.01	ft
Fg	= flujo de gas	691290	lb/h
Fa	= flujo de aire	653420	lb/h
T2	= temperatura de salida del gas	370	°F
T1	= temperatura de entrada del gas	620	°F
t1	= temperatura de entrada de aire	125	°F
t2	= temperatura de salida de aire	405	°F
B	= espacio entre tubo y tubo	0.1459	ft
ED	= espesor del deflector	0.25	ft
ET	= espesor de tapas transversales	0.2	ft
ES	= espesor de soportes	0.2	ft
EH	= espesor de tapas longitudinales	0.2	ft
ng	= número de pasos en el gas	1	
na	= número de pasos en el aire	4	
nd	= número de deflectores	3	
ns	= número de soportes	3	

2. Suponer los siguientes parámetros:

U	= coeficiente total de transferencia de calor	3	BTU/h°Fft ²
L	= longitud de tubos	40	ft

3. Calcular la temperatura media logarítmica (tm).

$$t_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)} \quad 230 \text{ °F}$$

4. Calcular temperatura media de gases (Tg).

$$T_g = \frac{(T_2 + T_1)}{2} \quad 495 \text{ °F}$$

5. A tg dar los valores de las siguientes propiedades:

Cg	= capacidad calorífica del gas	0.2648	BTU/lb°F
Kg	= conductividad térmica del gas	0.0240	BTU/h°F ft
mg	= viscosidad del gas	0.0650	lb/ft h

6. Calcular temperatura media del gas (Ta).

$$T_a = \frac{(t_1 + t_2)}{2} \quad 265 \text{ °F}$$

7. A Ta dar los valores de las siguientes propiedades.

Ca	= capacidad calorífica del aire	0.025	BTU/lb°F
Ka	= conductividad térmica del aire	0.020	BTU/h°F ft
ma	= viscosidad del aire	0.053	lb/ft h

8. Calcular temperatura aproximada de la pared interna del tubo (Tp1) .

$$Tp1 = (T1 + T2 + 2*tm)/4 \quad 362 \text{ } ^\circ\text{F}$$

9. A Tp1 dar el siguiente dato.

$$mol = \text{viscosidad del gas en la pared} \quad 0.058 \text{ lb/ft h}$$

10. Calcular temperatura aproximada de pared externa del tubo (Tp2).

$$Tp2 = (t1 + t2 + 2*tm)/4 \quad 247 \text{ } ^\circ\text{F}$$

11. A Tp2 dar el siguiente dato.

$$mo2 = \text{viscosidad del aire en la pared} \quad 0.053 \text{ lb/ft h}$$

12. A la temperatura tm dar el siguiente dato.

$$KT = \text{conductividad térmica del tubo} \quad 26 \text{ BTU/h ft } ^\circ\text{F}$$

13. Calcular superficie aproximada de tubos (A).

$$A = Fg * Cg * (T1 - T2) / (tm * U) \quad 664119.06 \text{ ft}^2$$

14. Calcular número aproximado de tubos (NTa).

$$NTa = A / (L * \pi * De) \quad 1811.95 \text{ tubos}$$

15. Calcular número de tubos horizontales (NTh).

$$NTh = \text{sqrt} (NTa/na) \quad 21.28 \text{ tubos}$$

16. Convertir NTh en entero

$$21 \text{ tubos}$$

17. Calcular número de tubos verticales (NTv).

$$NTv = NTh * na \quad 84 \text{ tubos}$$

18. Calcular número de tubos totales (NT).

$$NT = NTh * NTv \quad 1764 \text{ tubos}$$

19. Calcular área de flujo por tubo (at).

$$at = (\pi * Di^2) / 4 \quad 0.05798 \text{ ft}^2$$

20. Calcular área de flujo total (asg).

$$asg = NT * at / ng \quad 102.27 \text{ ft}^2$$

21. Calcular la masa-velocidad del gas (Gg).

$$Gg = Fg / asg \quad 6759 \text{ lb/h ft}^2$$

22. Calcular número de Reynolds del gas (R1).

$$R1 = (Di * Gg) / mg \quad 28252.69$$

23. Calcular número de Prandtl del gas (P1).

$$P1 = (Cg * mg) / Kg \quad 0.7172$$

24. Calcular el coeficiente de transferencia de película del gas (hg).

$$hg = 0.026 * Kg / Di * R1^{0.8} * P1^{1/3} * (mg/mol)^{0.14} \quad 7.60 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$$

25. Calcular área de flujo del aire (asa).

$$asa = ((L - (ns * Es)) * B * NTv) / 4 \quad 120.72 \text{ ft}^2$$

26. Calcular la masa - velocidad del aire (Ga).

$$Ga = Fa / asa \quad 5412.69 \text{ lb/hft}^2$$

27. Calcular perímetro húmedo (P).

$$P = 2 * (L - (ns * Es)) + (8 * B) \quad 79.97 \text{ ft}$$

28. Calcular diámetro equivalente (D).

$$D = 4 * asa / P \quad 6.04 \text{ ft}$$

29. Calcular número de Reynolds del aire (R2).

$$R2 = D * Ga / ma \quad 616842.39$$

30. Calcular el número de Prandtl en el aire (P2).

$$P2 = Ca * ma / Ka \quad 0.6625$$

31. Calcular el coeficiente de transferencia de calor de película del aire (ha).

$$ha = 0.026 * Ka / D * R2^{0.8} * P2^{1/3} * (ma/mo2)^{0.14} \quad 3.21 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$$

32. Calcular el nuevo coeficiente total de transferencia de calor (U1).

$$U1 = 1 / (1/hg + 1/ha + ((2 * De / (De + Di)) * e / KT)) \quad 2.25 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$$

33. Si $U1 > 5 \text{ BTU/h } ^\circ\text{F ft}^2$ entonces disminuya la longitud recomendada (L) y vuelva al número 14 de este método.

34. Si $U_1 < 2$ BTU/h °F ft² entonces aumente la longitud recomendada (L) y vuelva al número 14 de este método.

35. Si $2 < U_1 < 5$ entonces proceda a calcular la superficie real de los tubos (A1).

$$A_1 = F_g \cdot C_g \cdot (T_2 - T_1) / (t_m \cdot U_1) \quad 88558.71 \text{ ft}^2$$

36. Calcular la longitud de diseño de los tubos (LD).

$$LD = A_1 / (NT \cdot \pi \cdot D_e) \quad 54.78 \text{ ft}$$

37. Calcular la longitud real del precalentador (LP).

$$LP = LD + (2 \cdot ET) \quad 55.18 \approx 55 \text{ ft}$$

38. Calcular la altura del precalentador (H).

$$H = (NT_v \cdot (D_e + B)) + (n_d \cdot ED) + (2 \cdot EH) \quad 37.9 \approx 40 \text{ ft}$$

39. Calcular la anchura del precalentador (W).

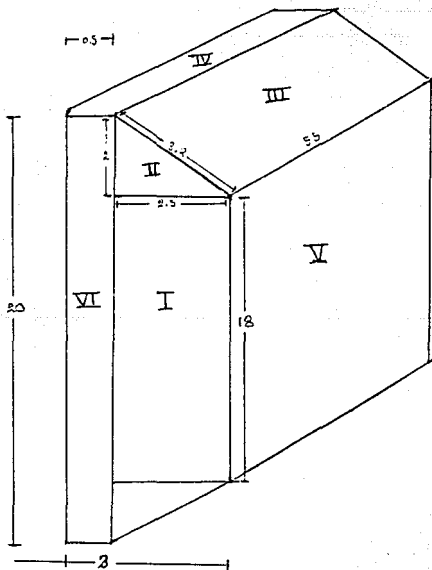
$$W = NTh \cdot (D_e + B) \quad 9.18 \approx 9 \text{ ft}$$

Dimensiones de la coraza en la parte del aire.

SI = $2 \cdot (2.5 \cdot 18)$	=	90	
SII = $4 \cdot (2.5 \cdot 2) / 2$	=	10	
SIII = $2 \cdot (3.5 \cdot 55)$	=	352	ft ²
SIV = $2 \cdot (0.5 \cdot 55)$	=	55	
SV = $55 \cdot 18$	=	990	
SVI = $2 \cdot (0.5 \cdot 20)$	=	20	

Superficie de coraza 1517 ft²

Superficie de tres corazas en el aire SI = 4551 ft²



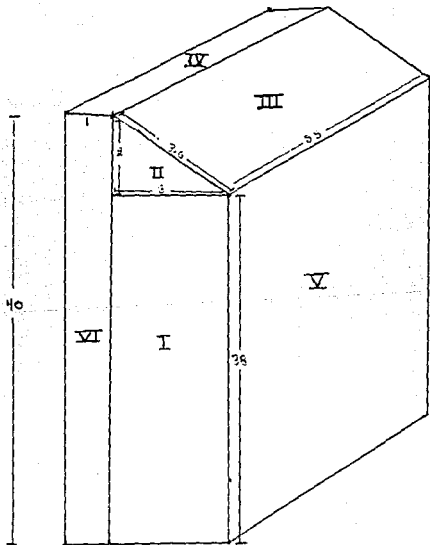
Dimensiones de la coraza en el lado del gas.

SI	=	2*(38*3)	=	228	
SII	=	2*(3*2/2)	=	6	
SIII	=	55*3.6	=	198	ft ²
SIV	=	2*(1*55)	=	110	
SV	=	55*38	=	2090	
146SVI	=	28*(40*1)	=	80	

Superficie de la coraza
Superficie de las dos corazas

2712 ft²

S2 = 5424 ft²



I. Superficie exterior del precalentador (S3).

$$S3 = 5 * (H*W) - (NT/4 * \pi * Di^2) \quad 257.7 \text{ ft}^2$$

Superficie de tapas del precalentador (S4).

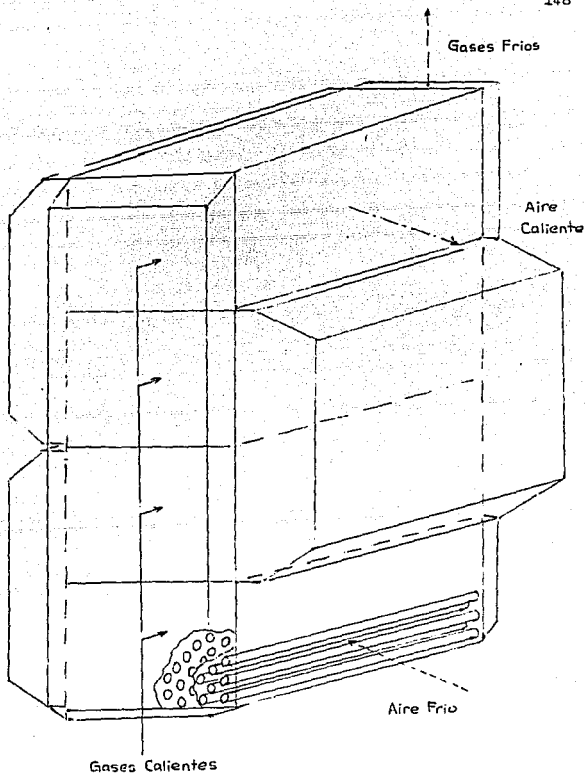
$$S4 = LR * W * 2 \quad 990 \text{ ft}^2$$

Superficie total del precalentador (ST).

$$ST = S1 + S2 + S3 + S4 + A1 \quad 99981.41 \text{ ft}^2$$

Costo aproximado del precalentador (CP).

$$CP = \$ 500,000.00 \text{ dólares}$$



REFRIGERADOR

EVALUACION ECONOMICA DEL SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO.

Costo inicial.

Bienes y servicios	Costo (dólares)
Ductos con refractario	1,160,000.00
Pre calentador	500,000.00
Instrumentación	350.000.00
Ventilador de tiro inducido	170,000.00
Ventilador de tiro forzado	84,000.00
Instalación	1,000,000.00
Transporte	30,000.00
Proyecto e ingeniería	150,000.00

Costo inicial total = \$ 3,444,000.00 dólares

Costos anuales.

Se hace suponer que el sistema trabaja veinticuatro horas por día.

Costo de electricidad por año.

1. Motor con ventilador de tiro forzado.

Consumo de energía.

$$300 \text{ hp} * 0.7457 \text{ Kw/hp} * 24 \text{ h/día} * 365 \text{ días/año}$$

$$1959699.6 \text{ Kw-h/año}$$

Tarifa eléctrica \$ 0.058 dólares/año

Costo anual de electricidad del motor con ventilador de tiro forzado.

\$ 0.058 dólares/Kw-h * 1959699 Kw-h/año
113,662.57 dólares/año

2. Motor con ventilador de tiro inducido.

Consumo de energía.

1000 hp * 0.7457 Kw/hp * 8760 h/año
6532332 Kw-h/año

Costo anual de electricidad del motor con ventilador de tiro inducido.

\$ 0.058 dólares/Kw-h * 6532332 Kw-h/año

\$ 378,875.25 dólares/año

Costo total anual de electricidad.

\$ 492,537.82 dólares/año

Costo anual de mantenimiento.

\$ 100,000.00 dólares/año

Costo total anual.

\$ 592,537.82 dólares/año

Beneficio anual.

Consumo sin precalentador	41260	lb/h
Consumo con precalentador	37770	lb/h
Ahorro de combustóleo	7490	lb/h
Peso específico del combustóleo	8.325	lb/gal
Costo por barril	\$ 15	dólares/barril

Barriles por año

7490 lb/h * 8760 días/año * 0.1201 gal/lb * 0.02381 bbl/gal

187623.97 bbl/año

Costo del ahorro de combustóleo por año

\$15 dólares/bbl * 187623.96 bbl/año

\$ 2,814,359.50 dólares/año

Período de recuperación (P).

$P = \text{costo inicial} / (\text{beneficios anuales} - \text{costos anuales})$

$P = \$ 3,440,000.00 / (2,814,359.50 - 592,537.82) \text{ \$/año}$

$P = 1.55 \text{ años}$

La inversión se recupera en aproximadamente un año siete meses.

C O N C L U S I O N E S

CONCLUSIONES

En un sistema de calderas de operación continua y de alta carga térmica para proporcionar los servicios a una refinería, se logra un ahorro del 18% del combustible requerido utilizando aire que ha sido precalentado por medio de los gases de combustión producidos en las calderas, la inversión inicial requerida es de aproximadamente \$3.4 millones de dólares, y el valor del combustible ahorrado es \$2.8 millones de dólares por año, y agregando los costos de operación y mantenimiento de \$100 mil dólares por año, se estima que la inversión original se recupera en 1 año 7 meses.

La disminución del combustible requerido por las calderas resulta en una reducción en los productos de combustión de 674 lb/h de CO₂ y se estima que disminuye la emisión a la atmósfera de óxidos de nitrógeno (NO_x) en 35 lb/h, así también se reducen notablemente los óxidos de azufre y monóxido de carbono en la misma proporción (resultados obtenidos a partir de los datos proporcionados para el combustible empleado de 0,3 lb NO_x/MMBTU).

El intercambiador de calor opera con los gases de combustión de la caldera que entran a 670 °F y logra el calentamiento de aire desde su temperatura inicial de 125 °F (precalentado previamente desde su temperatura ambiente) hasta 405 °F. El flujo del aire es de 653 mil lb/h y se administra 20% en exceso del requerido para la combustión completa. El flujo del gas es de 691 mil lb/h.

Con estos flujos y temperaturas el intercambiador de calor (precalentador de aire) requiere de una superficie de 88,559 ft² que se obtiene con el uso de 1764 tubos de 3" diámetro nominal (cédula 10 BWG) y largo 55 ft³. El arreglo óptimo de los tubos para maximizar la eficiencia de la transferencia de la transferencia de calor fue triangular. Este equipo tiene una altura de 40 ft, largo de 55 ft y ancho de 9 ft.

Los ductos se diseñaron de tal forma de que las pérdidas de calor en ellos fuera no mayor del 1% del calor transferido en el precalentador. El mayor espesor del aislante de tubería requerido para este fin es de 6 pulgadas en una sección del ducto para gases de combustión que salen del precalentador. Los ventiladores se seleccionaron según los flujos volumétricos requeridos. El tamaño del motor requerido determina la velocidad de flujo, que combinado con el valor anterior fija el tamaño de la sección transversal del ducto. Estos variaron desde 3 hasta 7 pies de lado (arista). El ventilador de tiro forzado para el aire es de 300 HP y el de tiro inducido para los gases es de 1000 HP.

BIBLIOGRAFIA

1. Jack D. Brady. " Waste Heat Exchanger Increases efficiency, Reduce Cost." Oil & Gas Journal, Aug 19, 1985. Technology. pp. 111 - 115.

2. V.V. Mahajani." Recoverig Heat in Fired Heaters." Engineering Feature Aug 18, 1986. Chemical engineering. pp. 91 - 95.

3. G.H. Tilden." Waste-Heat Recovery Saves Fuel for Amoco." Oil & Gas Journal. May 27, 1985. Technology. pp. 108 - 111.

4. Peter Hinchley." How to Avoid Problems of Waste-Heat." Originally Published, Sept 1, 1975. pp. 544 - 548.

5. J.M. Rogers." Specifying Control and Insolation Dampers." January 1984, Hydrocarbon Processing. pp. 125 - 129.

6. H.C. Mieth. " Make Heaters 92% Efficient." API Refining Meeting, May 1979. Hydrocarbon Processing. pp. 139 - 144.

7. Barrows, W.A. " Porcelain Enamel faights Corrosion." Power, July 1954.

8. G.M. Crawley. "Energy." MacMillan, N.Y 1975.

9. C. Bonet. "Save Energy in Fired Heaters." Heurtey Petrochem, Paris, March 1982. Hydrocarbon Processing. pp. 131 - 137.

10. William Heenan. " Set Burner Air by Stack Analysis." Better Furnace Operation, February 1977. Hydrocarbon Processing. pp. 85 - 88.

11. V. Ganapathy. " Evaluating Waste Heat Recovery Projects." Struthers Thermo Flood Corp., Winfield, Kansas, August 1982. Hydrocarbon Processing. pp. 101 - 106.