

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE CALENTADORES DE FUEGO DIRECTO

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de Ingeniero Químico
Por los Brs. Correa I. José L.,
Vivas E. Edgar A.

Caracas, Noviembre de 2001

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE CALENTADORES DE FUEGO DIRECTO

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Carlos Morales

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de
Venezuela para optar al Título
de Ingeniero Químico
Por los Brs. Correa I. José L.,
Vivas E. Edgar A.

Caracas, Noviembre de 2001

© José Correa, 2001
© Edgar Vivas, 2001
Hecho el Depósito de Ley.
Depósito Legal
N°ift4872001620195

1 INTRODUCCIÓN

Los equipos de calentamiento empleados en la industria petrolera son: los intercambiadores de calor, los hornos, los calentadores de fuego indirecto, y los calentadores de fuego directo a los cuales se refiere este estudio.

Un horno de fuego directo es un equipo térmicamente aislado donde el calor liberado por la combustión de un combustible, es transferido a un fluido que circula por uno o varios serpentines.

En un calentador de fuego directo la combustión se produce dentro de un tubo de fuego en forma de U, conocido también como tubo de humo, que se encuentra encajado en un recipiente a presión que contiene el fluido a calentar. Su diámetro varía entre 0,5 pie y 2,5 pie, y tiene acoplado en uno de sus extremos al quemador, y en el otro lado la chimenea.

La eficiente operación de los procesos de calentamiento por fuego, dependen en gran medida de la operación propia de los quemadores. Un quemador puede ser definido como un elemento que proporciona una llama con una forma y dimensiones específicas, suministrando al aire y al combustible la energía de mezclado necesaria para garantizar una ignición continua y una combustión completa.

Cuando la combustión es completa, los gases de combustión están formados en su mayoría por nitrógeno, vapor de agua y dióxido de carbono, y aunque el nitrógeno es un medio transparente el vapor de agua y el dióxido de carbono no lo son y absorben y emiten grandes cantidades de radiación, que dependen de la

temperatura, la presión parcial de cada componente y el tamaño de la zona de radiación.

El uso de los calentadores de fuego directo se encuentra muy difundido en servicios como calentamiento de agua, crudo, calentamiento de fluidos térmicos, aceites y glicol entre otros; y adquiere una significativa ventaja frente a los hornos de fuego directo, cuando los requerimientos de calentamiento son relativamente bajos, pues resultan económicos, ya que poseen una estructura sencilla y una instrumentación y sistema de control menos complejo.

El siguiente trabajo integra los conceptos de mecánica de fluidos, transferencia de calor, control de procesos, diseño e ingeniería económica implícitos en el diseño y evaluación de calentadores de fuego directo, según los estándares internacionales.

1.1 ANTECEDENTES

Aunque la diferencia fundamental de los calentadores de fuego indirecto con los de fuego directo, es que por los primeros la corriente de proceso fluye por un banco de tubos y en el interior del equipo se encuentra un fluido confinado que sirve de medio de transferencia de calor, éstos al igual que los calentadores de fuego directo, utilizan el calor de los gases de combustión que se encuentran en el interior de un tubo de fuego como fuente de calor. Avila B., A. J. Y Martínez R., A., realizaron en 1998 un trabajo titulado “Simulación numérica de procesos de transferencia de calor y caída de presión en bancos de tubos de calentadores de crudo de fuego indirecto” Hay que destacar que esta tesis solo se utilizó como medio de consulta de propiedades de crudos ya que en esta únicamente se toca la transferencia de calor del fluido interno del calentador hacia el banco de tubos y no se hace referencia a los mecanismos involucrados en el tubo de fuego.

Aunque la información referida a este tipo de equipos es muy escasa, en Estados Unidos la tecnología ha sido un poco más estudiada pero la información es confidencial. A través de la página www.heaterdesign.com se constató la existencia de un grupo de investigadores que trabaja expresamente en este tipo de equipos, los cuales fueron consultados, pero notificaron que la información relacionada a calentadores de fuego directo no era divulgable.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El diseño de los calentadores de fuego directo no se ha desarrollado en Venezuela y nuestro país debe recurrir a importar la tecnología y limitarse a fabricar según una propuesta de ingeniería extranjera. Por esta razón el desarrollo de una herramienta que permita el diseño y la evaluación de estos equipos, a través del cual se obtengan valores clave de las principales variables de diseño térmico tales como temperatura de pared y longitud de tubo de fuego, entre otras, permitiría diseñar de manera confiable el tubo de fuego; así como el monitoreo del equipo en función de prever las paradas para mantenimiento antes de que el mismo colapse. Así se evitaría la práctica común en nuestro país de operar hasta que este falle, debido al desconocimiento del tiempo de vida útil, por el desgaste del material por impacto de la llama.

La posibilidad de desarrollar ingeniería de equipos de combustión resulta una tarea atractiva, pues en la medida en que más ingenieros estén preparados para asumir el reto de diseñar equipos de calentamiento a la par de los grandes consorcios de ingeniería del extranjero, se podrá contribuir con el impulso del desarrollo de la industria metalmeccánica, haciéndola más competitiva en los proyectos IPC (Ingeniería, Procura y Construcción).

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 GENERAL

Desarrollar una herramienta de cálculo para el diseño de calentadores de fuego directo, incluyendo el dimensionamiento del recipiente contenedor del fluido a calentar, bajo el código ASME sección VIII división I y la norma PDVSA D-211-PRT para el diseño de recipientes a presión,; y dimensionar el tubo de fuego (diseño térmico), conforme la norma PDVSA B-202-P para calentadores pirotubulares y NFPA para seguridad de llama, de modo de cumplir los requerimientos de calentamiento de una corriente de proceso especificada.

1.3.2 ESPECÍFICOS

- Adaptar la herramienta desarrollada de modo que se pueda emplear en el diseño y evaluación de calentadores, en base a las variables que comúnmente se ofrecen en la industria (flujo del fluido a calentar, temperaturas de entrada y salida, presión, características de gas de combustión).
- Especificar la instrumentación típica de control.
- Estimar el costo de fabricación del equipo y del suministro de la instrumentación.
- Evaluar las ventajas y desventajas del uso de quemador MAXON. Modelo 67 TUBE-O-FLAME , frente la tecnología convencional de quemadores de premezclado de la misma marca (sticktite nuzzles).

2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.1 CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO

Los equipos de fuego transfieren el calor producido por la combustión de un combustible a las corrientes de procesos.

En equipos de procesamiento de gas el combustible es usualmente gas natural; sin embargo, etano, propano o aceites livianos son usados algunas veces. Las corrientes de proceso varían ampliamente, gas natural, hidrocarburos pesados, agua, glicol, soluciones de aminas y aceites de transferencia de calor.

En los calentadores de fuego directo los gases de combustión se generan en un tubo que está rodeado por la corriente de proceso que ocupa la carcasa de calentamiento.[Manual GPSA]

APLICACIONES

- Calentadores de baños de agua.
- Calentamiento de crudos pesados para disminuir su viscosidad.
- Vaporizadores de propano e hidrocarburos pesados.
- Rehervidores de glicol y aminas.
- Generadores de vapor de alta presión.

CARACTERÍSTICAS

- Carga calórica usualmente menor que 10 MM BTU/hr.

- Es fácilmente montado sobre soportes.
- Se puede seleccionar combustión natural o forzada.

El calentador pirotubular, es un equipo muy versátil de transferencia de calor. Consiste de un tanque cilíndrico horizontal diseñado para que a través de él circule el fluido a ser calentado y que contiene uno o dos tubos en forma de "U" llamados tubos de fuego (ó de humos) dependiendo del calor que debe ser transferido.

Por los tubos de fuego circulan los gases de combustión que son la fuente necesaria de energía para realizar el calentamiento del fluido. En la figura N° 1 se muestra un diagrama esquemático del equipo. A continuación se describen cada una de sus partes.

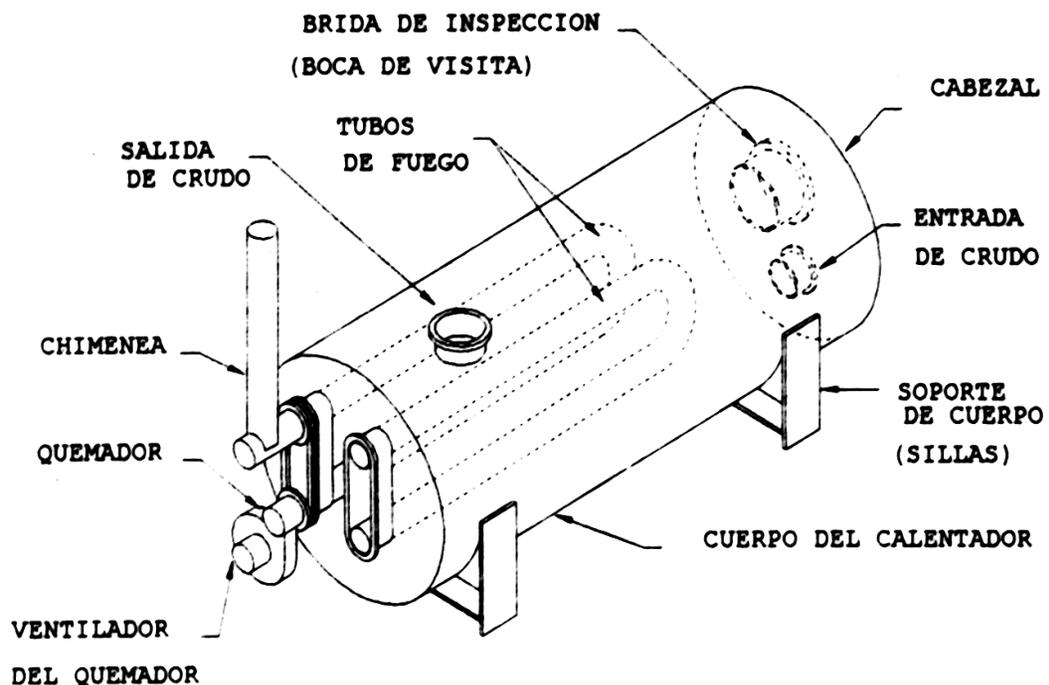


FIGURA N°1. Diagrama esquemático de un calentador pirotubular.

2.1.1 PARTES ESENCIALES DE UN CALENTADOR PIROTUBULAR

Dentro de las partes esenciales que conforman un calentador se tiene:

2.1.1.1 *TANQUE O CUERPO DEL CALENTADOR*

El tanque de almacenamiento o cuerpo del calentador, como se mencionará de ahora en adelante, es un recipiente cilíndrico con dos cabezales. En sitios específicos del cuerpo del calentador se instalan distintos acoples y bridas con el objeto de conectar los instrumentos de medición, seguridad y control del proceso. Entre estas conexiones se destacan las siguientes:

- **Entrada y salida del fluido**

Se utilizan bridas las cuales están instaladas en extremos opuestos del cilindro y orientadas en sentidos distintos. La entrada de crudo se encuentra en el cabezal opuesto a los quemadores y la salida en el otro extremo del cilindro y en sentido superior (vertical hacia arriba). Esta orientación permite la circulación del crudo de un extremo a otro del cuerpo y en forma ascendente lo cual asegura que la corriente de crudo tenga el tiempo suficiente para conseguir el calor necesario para llevar su temperatura en forma eficiente.

- **Brida de Inspección o Boca de Visita**

Es una brida que permite conocer visualmente el estado de los tubos de fuego y la cara interna del cuerpo del calentador. Esta ubicada en el cabezal contrario a los quemadores.

- **Bridas de Quemadores**

Son fabricadas especialmente para soportar los tubos de fuego, que están acoplados a uno de los cabezales del cuerpo. Tienen dos lados rectos y los otros dos lados en forma semicircular para sujetar precisamente a los tubos de fuego.

2.1.1.2 TUBO DE FUEGO

Son tubos en forma de “U” que penetran independientemente, en el cuerpo del calentador. Por los tubos circulan los gases calientes de la combustión producida por los quemadores de gas a tiro forzado o tiro natural, dependiendo del tipo de quemador a ser utilizado, y estos están conectados al extremo inicial de cada “U”, y que finalmente son desalojados a la atmósfera por una chimenea vertical que se encuentra al otro extremo del tubo de fuego, como lo muestra la figura N°2. Estos tubos de fuego tienen la misión principal de transportar la fuente de calor para elevar la temperatura del fluido. La forma de “U” se logra uniendo dos tramos rectos de cada tubo de fuego con un codo de 180°.

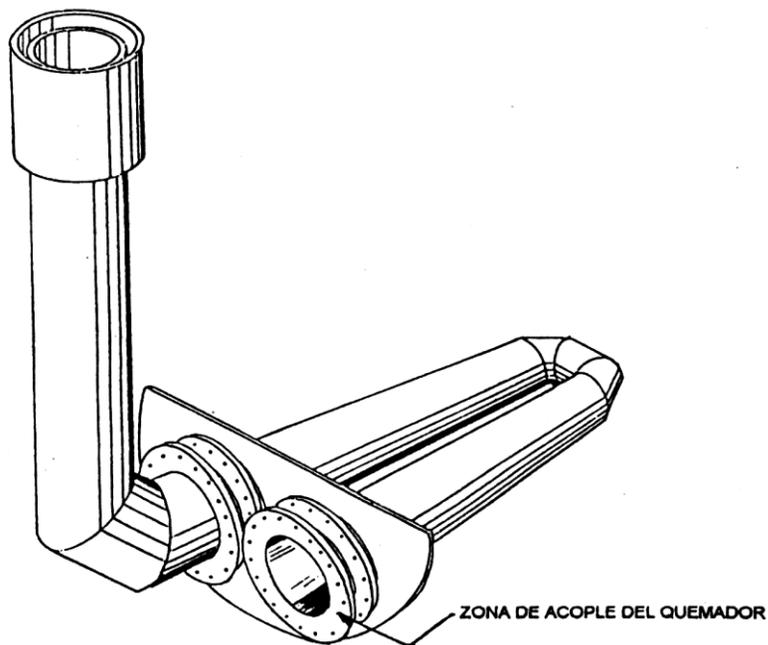


FIGURA N°2. Tubo de fuego de un calentador piro-tubular

Como se mencionó anteriormente, los gases de combustión se desalojan a la atmósfera por una chimenea, la cual consiste en un tubo vertical que se encuentra conectado en su extremo inferior con el tubo de fuego. A esta chimenea están conectados termopares que envían la señal de temperatura a unos interruptores de seguridad que están instalados dentro del panel de control. La temperatura de la chimenea es una de las variables de seguridad más importantes en el proceso de calentamiento en el equipo, debido a que en ella se refleja más rápidamente cualquier perturbación que halla en la combustión.[Manual CONFAB,1995]

2.1.1.3 QUEMADORES

En el diseño de estos calentadores se utilizaron dos tipos de quemadores, a los cuales se hará referencia detallada más adelante. El primero es un tipo de quemador convencional de premezclado de la marca comercial MAXON, modelo STICKTITE que tiene acoplado un mezclador-soplador que proporciona a este un tiro forzado, el cual posee una llama que se expande de manera horizontal, siendo este quemador de un diámetro nominal menor al tubo de fuego donde se instala, de manera de evitar el contacto directo de la llama con el metal, como se puede ver en la figura N°3; y el segundo, también de la firma MAXON, modelo TUBE-O-FLAME, de tiro forzado (es decir, el aire para la combustión es inyectado al quemador mediante un ventilador que genera un caudal de aire a presión positiva). El quemador posee un difusor circular de aletas inclinadas (fijo), que junto con la corriente del aire impulsada por el ventilador y la llama de la combustión crean un flujo de gases de combustión y llama en forma de torbellino que circula a través de los tubos de fuego, por lo que el tubo de fuego tiene un diámetro nominal igual al diámetro de la llama, debido a que la llama no hace contacto directo con el metal. Esta es la característica principal de este quemador que los diferencia de los quemadores convencionales de tiro natural. Este quemador se puede ver en la figura N°4.[Catálogo MAXON]



FIGURA N°3. Quemador STICKTITE

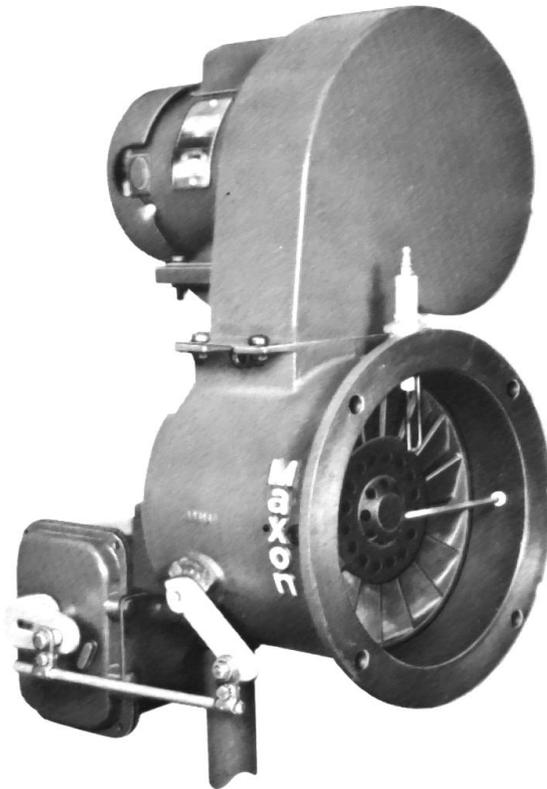


FIGURA Nº4. Quemador Tube-o-Flame**2.1.1.4 CHIMENEA**

La chimenea en el calentador es muy importante por varias razones. Además de elevar los gases de combustión, los coloca fuera del alcance de los operadores, de manera de minimizar los riesgos de quemaduras e intoxicaciones. Adicionalmente también cumplen otras funciones.

Los calentadores de fuego pueden tener numerosas configuraciones que incluyen sistemas de tiro forzado y/o tiro inducido. Sin tener en cuenta los diferentes tipos de tiro, el propósito de las chimeneas es el mismo, asegurar que los productos de la combustión se dispersen en la atmósfera. Por razones medioambientales, se exige que muchas chimeneas descarguen a una altura mínima particular. En el caso del tiro natural, la chimenea sirve para asegurar que la cámara de combustión se mantenga debajo de la presión atmosférica y la altura de la misma aporta el tiro requerido.

Para la mayoría de los diseños de chimeneas, una velocidad de gas a la salida, del orden de 15 a 25 ft/s es suficiente para descargar los gases de combustión a la atmósfera a una proporción que asegure la dispersión apropiada de ellos. Adicionalmente, la chimenea de tiro natural se diseña para 125% del flujo gas de diseño, para asegurar de esta manera, que si el calentador opera sobre el punto de diseño, la chimenea pueda cumplir sus funciones básicas.[Garg, 1999]

2.1.1.5 INSTRUMENTACIÓN

El calentador tiene instalado una serie de equipos de medición, seguridad y monitoreo de las siguientes variables:

- Temperatura del fluido a calentar en el equipo.
- Presión del fluido.
- Nivel del fluido.
- Temperatura de los gases de combustión en la chimenea.
- Presión de gas o flujo de aceite combustible.
- Existencia de llama del quemador.
- Presión de aire de combustión.

La medición de estas variables se realiza en forma dual, una a través de indicadores locales (como manómetros, termómetros, etc.) y la otra por medio de sensores que llevan directamente desde el calentador al panel de control dichas mediciones. Estas mediciones son señales para seguridad y control del proceso. Las señales de seguridad actúan directamente en el panel de control local, en el cual se ejecutan automáticamente las respectivas paradas y secuencias en caso de una operación fuera de los parámetros de funcionamiento normal.

2.1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

Los calentadores de fuego directo, pueden definirse dentro de la familia de los equipos pirotubulares, en los cuales la fuente de radiación (combustión) viaja dentro de tubos, que transfieren calor al fluido de proceso.

Las conexiones de entrada y de salida del fluido se ubican en el equipo de manera de asegurar la máxima transferencia de calor en el menor tiempo posible.

La conexión de entrada se encuentra a la menor elevación del equipo y la salida se encuentra al lado opuesto y en el tope superior del calentador, esto implica que necesariamente el fluido debe recorrer desde el nivel más bajo del equipo al nivel

más alto, de esta forma el fluido va aumentando su temperatura progresivamente a medida que va pasando a niveles superiores hasta alcanzar la temperatura indicada

En los equipos donde se utilizan quemadores convencionales la eficiencia se encuentra frecuentemente entre el 70% y 80%, con diámetros de tubo de fuego mayores al diámetro nominal del quemador requerido, debido a que son de premezclado y la forma de la llama se expande. Esto evita el choque directo de la llama con las paredes del tubo de fuego.

En los calentadores diseñados con quemadores TUBLE-O-FLAME, existe un difusor circular fijo, con aletas inclinadas que origina un flujo de gases de combustión y una llama en forma de torbellino no dispersa permitiendo así el calentamiento uniforme de las paredes del tubo de fuego y aprovechando al máximo el calor de la combustión.

2.1.3 SISTEMA DE CONTROL DEL CALENTADOR

El sistema de control del calentador se divide en dos partes, que son el sistema de control de combustión y el sistema de control continuo.

2.1.3.1 CONTROL DE COMBUSTIÓN.

Este es el control principal del equipo. Se encarga básicamente de vigilar la llama en el quemador, y generar las secuencias de operación segura del equipo. Sus funciones en específico son las siguientes:

- Monitoreo de llama en el quemador.

- Temporizar la purga.
- Generar ignición para arrancar el piloto.
- Iniciar la llama al piloto y la llama principal.
- Provocar la parada de la combustión en caso de falla.
- Indicar las alarmas y etapas de funcionamiento del equipo (purga, piloto, quemador, modulación, bajo fuego, etc.)
- Alimentar los ventiladores.

2.1.3.2 CONTROL CONTINUO.

El control continuo se refiere a la modulación de temperatura del fluido a calentar. Este se realiza utilizando un lazo de control por retroalimentación directa, en el cual se ejecuta un algoritmo de control tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo). Se efectúa en un equipo controlador, al que se le conecta la señal de temperatura del fluido proveniente de un sensor, el controlador ejecuta el algoritmo PID y envía la señal a los actuadores de las válvulas de control de flujo de combustible. Al variar el flujo de combustible se logra el control del intercambio de calor logrando así el control de temperatura del fluido.[Manual CONFAB,1994]

2.1.4 ASPECTOS ASOCIADOS A LA OPERACIÓN DEL CALENTADOR PIROTUBULAR

En la operación de los calentadores pirotubulares existen aspectos importantes que deben ser tomados en cuenta en pro de un buen desempeño.

2.1.4.1 RUIDO

El control de la contaminación sonora y la dotación de mejores ambientes para los operadores ha sido un aspecto de una importante y creciente consideración. El ruido en estos equipos está relacionado a los quemadores y es causado por tres diferentes fuentes:

- El flujo de gas a través del orificio.
- El flujo de aire a través del registrador.
- La combustión del combustible.

El ruido causado por el gas y el aire puede ser reducido considerablemente por el uso de mufflers en los quemadores individuales. Los registradores de aire pueden ser encapsulados en una cámara, que a su vez se puede aislar acústicamente utilizando materiales que absorban el sonido de manera de reducir los niveles de ruido, pero esto entonces podría interferir con la tubería del quemador y con los agujeros de observación. Es responsabilidad del usuario insistir en niveles de ruido para el diseño y procura inferiores a 85 dB.

2.1.4.2 EMISIONES DE NO_x

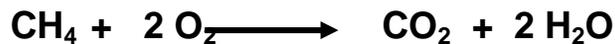
El NO₂ se forma a altas temperaturas de llama. La combustión es la principal fuente de emisión de NO₂, por lo que se consideraría interesante quemadores que reduzcan estas emisiones. Estas son influenciadas por muchos factores entre los que se incluyen nitrógeno en el combustible, temperatura de flama, diseño del quemador y temperatura del aire de combustión.[Garg,1989]

2.2 COMBUSTIÓN

La combustión es la serie de fenómenos físico-químicos que se producen en la reacción exotérmica de oxidación de cuerpos o sustancias combustibles por el oxígeno de cuerpos comburentes.

Usualmente el material combustible es un hidrocarburo y el aire ambiental supe el oxígeno. La combustión completa ocurre cuando se tiene el suficiente oxígeno para convertir todo el carbono en dióxido de carbono y todo el hidrógeno en agua. La combustión incompleta significa que no se quema o reacciona parcialmente el combustible produciendo monóxido de carbono e hidrógeno.

El metano es el principal constituyente del gas natural. Este reacciona con el oxígeno para producir dióxido de carbono y agua.



La estequiometría descrita es típica de todos los hidrocarburos. Un átomo de carbono requiere una molécula de oxígeno y 4 de hidrógeno. El aire teórico es el requerimiento estequiométrico para la combustión completa del carbono y el hidrógeno. El exceso de aire es lo que se añade al valor teórico, de manera que la combustión se realice completamente al asegurar el contacto íntimo entre el gas y el combustible. Por ejemplo un 20% de exceso de aire significa que se emplea 1,2 veces la cantidad estequiométrica de aire.[Manual GPSA]

Como se menciona en la parte superior, como comburente se emplea siempre en la práctica el aire. Solo en casos excepcionales se utiliza el oxígeno puro.

La combustión viene siempre acompañada de un desprendimiento de calor, y este fenómeno, en la mayoría de los casos, se hace sensible a nuestra vista por la presencia de la llama, la cual constituye la fuente de calor.

Para que la combustión pueda iniciarse y propagarse es necesario que se cumplan simultáneamente dos condiciones:

- El combustible y el comburente deben mezclarse en ciertas proporciones.
- La temperatura de la mezcla debe ser localmente superior a su temperatura de inflamación.

Otras dos condiciones suplementarias son precisas para que la combustión prosiga:

- Los productos de la combustión tienen que evacuarse a medida que se produzcan.
- La alimentación de combustible y comburente deben asegurarse de forma que satisfagan a las dos primeras condiciones.

Para que la combustión se realice en buenas condiciones, es necesario que:

- La cantidad de aire sea la mínima conveniente para obtener una combustión completa.
- Se deben cumplir determinadas exigencias de turbulencia y temperatura.

Entonces, Los principios de una buena combustión se reducen a suministrar al combustible la adecuada y correcta proporción de aire, en el lugar apropiado,

facilitando las debidas condiciones de turbulencia y temperatura, a fin de que las reacciones de la combustión puedan efectuarse de la manera más completa posible en la cámara de combustión.

2.2.1 REQUERIMIENTOS DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN

Para la completa combustión, es necesario suplir operacionalmente el suficiente exceso de aire. Un quemador bien diseñado utiliza el mínimo exceso de aire posible, necesario para el desarrollo del proceso. Los niveles de exceso de aire comunes para diferentes combustibles están dados en la tabla N°2.

Se puede tomar como una regla que por cada 10% de aire extra usado existe una pérdida de 0,7% en términos de eficiencia. [Garg, 1989]

Tabla N°1. Niveles de exceso de aire.

	Aceite combustible, (%)	Gas combustible, (%)
Tiro natural	25 a 15	20 a 10
Tiro forzado	15 a 10	10 a 5
Tiro forzado con aire precalentado	10 a 5	5
Alta intensidad	5	5

Fuente: HIDROCARBON PROCESSING, 1989

El aire contiene 20,9 % volumétrico de oxígeno en base seca, entonces 4,77 moles de aire aporta 1 mol de oxígeno, por lo que para la combustión de un mol de metano se necesitarían 9,54 moles de aire.

El efecto del vapor de agua en el aire es relativamente pequeño. El aire saturado a 60 °F contiene 1,75 % de agua; aunque el contenido es pequeño, si esto se considera, entonces se añade usualmente de 2 – 3 % más de aire si los cálculos exactos de requerimientos de aire no son hechos. [Manual GPSA]

2.3 PODER CALORÍFICO DE UN GAS

El poder calorífico de un combustible es la cantidad de calor producido durante la combustión completa de éste con la cantidad estequiométrica de aire seco. Esto requiere de un balance de calor (el dato de referencia de temperatura usual es de 60°F).

El hidrógeno en el combustible reacciona en agua y cuando los gases de combustión son enfriados a 60°F el estado físico, tanto vapor como líquido, de esta agua debe ser considerado. Así el calor latente de vaporización del agua puede o no puede ser considerado parte del poder calorífico. El resultado son dos definiciones de poder calorífico; el mayor o poder calorífico bruto, incluye el calor de condensación y el menor o poder calorífico neto, asume que el agua permanece como vapor.

2.4 EFICIENCIA TÉRMICA

Las dos maneras de expresar el calor producido en el transcurso de una combustión, resulta en dos definiciones para la eficiencia térmica, bruta y neta

2.4.1 EFICIENCIA TÉRMICA BRUTA

La eficiencia térmica bruta esta relacionada con el poder calorífico bruto y esta dada por la siguiente ecuación.

$$ETB = \frac{Q}{Q_{DB}} \times 100 \quad (I)$$

Esta es la razón porcentual del calor transferido (Q) y el calor disponible bruto (Q_{DB}).

2.4.2 EFICIENCIA TÉRMICA NETA

La eficiencia térmica neta esta relacionada con el poder calorífico neto y esta dada por la siguiente ecuación.

$$ETN = \frac{Q}{Q_{DN}} \times 100 \quad (II)$$

Esta es la razón porcentual del calor transferido y el calor disponible neto (Q_{DN}).

Hay una tendencia a usar más los valores de calor brutos (totales) que la eficiencia térmica neta a pesar de que las bases son inconsistentes debido a que los valores numéricos son más altos que los correspondientes al valor de calor neto y de la eficiencia térmica neta.

2.5 QUEMADORES

En el presente trabajo, para cumplir con los objetivos del mismo, se evaluarán, dos diferentes tipos de quemadores de la marca MAXON; el primer tipo: los quemadores de inspiración con premezcla entre los que se encuentra el “STICKTITE™ Nozzles” y el segundo tipo, los quemadores sin premezcla en el que se encuentra el “Modelo 67 TUBE-O-FLAME”

2.5.1 QUEMADORES CON PREMEZCLA

Parte del aire que se requiere para la combustión (primario) se absorbe por un venturi ó un quemador con sección de mezclado. El resto del aire (secundario) se admite a través de un registrador secundario. Estos quemadores tienen amplios rangos de flexibilidad, se emplean cuando se dispone de presiones de mezcla próximas a la presión atmosférica, es de gran simplicidad. Para los quemadores MAXON el equipo encargado de la premezcla es el PREMIX® Blower Mixer. Este tipo de quemador se puede ver el figura N°3 y su respectivo soplador-mezclador en la figura N°5.

FIGURA N°5. Soplador-mezclador PREMIX®

2.5.1.1 CARACTERÍSTICAS

- Utiliza la energía cinética de los gases de alta presión, proporcionando mezclas aire/gas a todos los quemadores tipo premezcla.
- Utiliza los gases combustible más limpios, de 500 a 3200 BTU/pie³.
- Bajo costo inicial.
- Fácil de ajustar y operar.
- Máxima aplicación y flexibilidad, ya que se encuentra en 10 diferentes tamaños.

2.5.1.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN

Los gases combustibles a alta presión se introducen a través del soplador-mezclador, empujando una cantidad proporcional de aire de combustión. El aire y el gas son mezclados en este para luego ser utilizados por el quemador "STICKTITE™ Nozzles".

En las tablas del apéndice A se tienen los diferentes tipos de tamaños de quemadores "STICKTITE™ Nozzles" para diferentes porcentajes aproximados de aire primario y para diferentes presiones de entrada del gas natural.

2.5.2 QUEMADORES SIN PREMEZCLA

En estos quemadores basta regular las proporciones de aire y gas, lo que se hace fácilmente variando los caudales o las presiones. Dado que los parámetros relativos al aire quedan fijos para un caudal calorífico constante, no es preciso modificar ni la presión ni el caudal de aire y bastará ajustar el caudal de gas con una válvula. El utilizado en este estudio es el “Modelo 67 TUBE-O-FLAME” de MAXON que está especialmente diseñado para calentadores de fuego directo. Este tipo de quemador con sus componentes se puede ver en la siguiente figura.

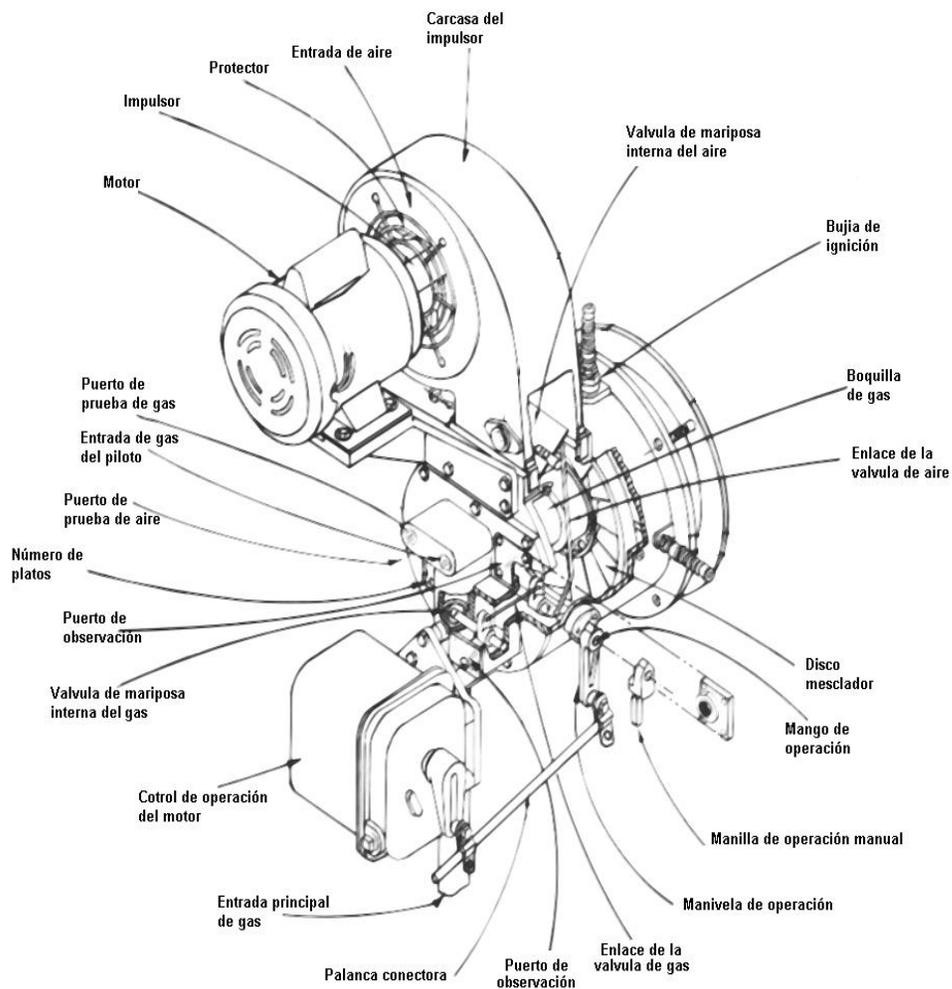


FIGURA N°6. Componentes del quemador Tube-o-Flame

2.5.2.1 CARACTERÍSTICAS

- Quema limpiamente cualquier gas combustible a baja presión.
- Incrementa la eficiencia de transferencia de calor con una larga llama en forma de torbellino
- Fácil instalación por su diseño compacto.
- Simple puesta en marcha y ajustes en campo.
- Bajo requerimiento de energía lo que reduce los costos de operación.
- Produce bajos niveles de NO_x en los productos de combustión.
- Generación de poco ruido.

2.5.2.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN

El gas fluye afuera de la boquilla donde se mezcla con el aire de combustión, proveniente de un ventilador, al entrar al disco mezclador. Esto resulta en una larga llama en forma de torbellino que gira en el interior del tubo de fuego promoviendo el aumento en la eficiencia de la transferencia de calor. En la figura N°7 se aprecia el “Modelo 67 TUBE-O-FLAME” de MAXON acoplado al tubo de fuego.

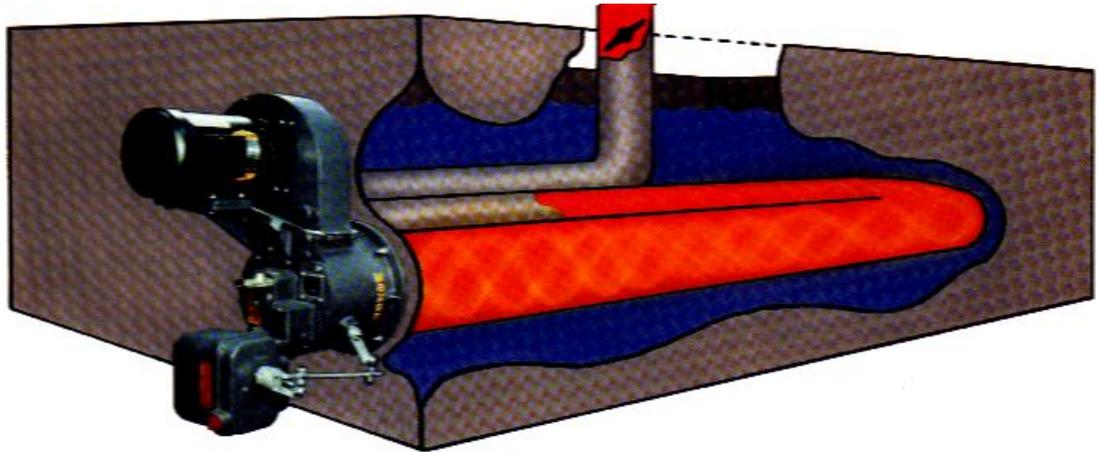


FIGURA N°7. “Modelo 67 TUBE-O-FLAME” de MAXON. Acoplado al tubo de fuego

2.6 TEMPERATURA

Para el diseño de los calentadores de fuego directo es necesario determinar el coeficiente interno de transferencia de calor por convección. La expresión adecuada de la fuerza impulsora, debido a que se supondrá una temperatura promedio de pared de tubo de fuego y sabiendo que la transferencia da calor es en dirección radial, es la temperatura media logarítmica definida por la siguiente expresión.

$$\text{LMTD}_I = \frac{(T_{EG} - T_P) - (T_{SG} - T_P)}{\text{Ln} \left(\frac{T_{EG} - T_P}{T_{SG} - T_P} \right)} \quad (\text{III})$$

De igual manera para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es necesario establecer la expresión de la fuerza impulsora. Debido a que la configuración de las entradas y salidas de los fluidos que intercambian calor se puede relacionar con la configuración de un intercambiador de calor 1:2 que fluye a contracorriente, la expresión a utilizar es:

$$\text{LMTD}_G = \frac{(T_{EG} - T_{SL}) - (T_{SG} - T_{EL})}{\text{Ln} \left(\frac{T_{EG} - T_{SL}}{T_{SG} - T_{EL}} \right)} \quad (\text{IV})$$

Para llegar a estas expresiones se hicieron las siguientes suposiciones:

1. El coeficiente de transferencia de calor global U es constante en toda su trayectoria.
2. Las flujos máscicos que fluyen son constantes, obedeciendo los requerimientos de estado estacionario.
3. El calor específico es constante sobre toda la trayectoria.
4. Las pérdidas de calor son despreciables.

5. No hay cambios parciales de fase en el sistema.[Kern,1990]

2.7 EBULLICIÓN

Debido a las altas temperaturas de pared en el tubo de fuego, puede existir la posibilidad de encontrarse en la presencia de ebullición sobre la superficie del tubo, la figura N° 8 muestra la densidad de flujo de calor como función del exceso de temperatura, siendo este exceso de temperatura la diferencia entre la temperatura de pared menos la temperatura de saturación del fluido.

FIGURA N°8. Densidad de flujo de calor como función del exceso de temperatura

El punto C denominado punto de consumo o crisis de ebullición puede exceder el punto de fusión del sólido y puede ocurrir la destrucción o falla o del sistema; en este caso el colapso del tubo de fuego, por lo que es de vital importancia verificar que este exceso de temperatura se encuentre alejado de este punto C, de manera de evitar el colapso del tubo.[Incropera,1999]

Otro factor de importancia, es que de existir ebullición sobre el tubo de fuego el coeficiente de transferencia de calor aumenta. Aunque si el coeficiente controlante es el interno este no afectaría en gran medida el cálculo térmico, debido a que la resistencia que este aportaría sería despreciable en comparación con la resistencia interna al tubo de fuego.

2.8 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Se ha descrito a la transferencia de calor como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y receptores, tratados usualmente de manera independiente. Los procesos de transferencia de calor se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en equipos de transferencia de calor, tanto en ingeniería mecánica como en los procesos químicos. Este enfoque realza la importancia de las diferencias de temperatura entre la fuente y el receptor, lo que es después de todo, el potencial por el cual la transferencia de calor se lleva a efecto. Un problema típico de procesos de transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse, las razones a las cuales pueden transferirse y la extensión y arreglo de las superficies que separan a la fuente y el receptor.

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aun cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son

combinaciones de dos o tres. Estas son: conducción, radiación y convección.[Kern,1990]

Estrictamente hablando, únicamente la conducción y la radiación deberían ser clasificadas como procesos de transferencia de calor, porque estos dos mecanismos dependen solamente, para su operación, de la existencia de una diferencia de temperatura. La convección, no cumple estrictamente con la definición de la transferencia de calor, porque también requiere del transporte mecánico de masa. Pero, por supuesto, que en la convección también se efectúa transmisión de energía desde regiones de temperaturas más altas a otras más bajas. [Kreith,1970]

A continuación se realizará una explicación de los mecanismos de transferencia de calor que tienen mayor incidencia en el estudio que abarca el siguiente trabajo.

2.8.1 CONVECCIÓN

La transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección libre o natural, que no será tema de interés debido a que el flujo del fluido a calentar se realiza por bombeo y los gases de combustión son expulsados del quemador por la presión de entrada del gas combustible, ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por algún efecto mecánico externo. Pero cuando el fluido es bombeado, el calor se transfiere por convección forzada, que será el mecanismo de interés. El movimiento puede aplicarse por medio de un agitador, aun cuando en muchas aplicaciones de proceso se induce bombeando los fluidos calientes y fríos a velocidades considerables en lados opuestos de tubos. [Kern,1990]

Cuando el movimiento de mezclado tiene lugar exclusivamente como resultado de la diferencia de densidades causado por los gradientes de temperatura, se habla de convección natural o libre. Cuando el movimiento de mezclado es inducido por algún agente externo, tal como una bomba o un agitador el proceso se conoce como convección forzada. En el calentador de fuego directo la convección es forzada debido a que el movimiento de los fluidos involucrados es inducido por bombeo.

La eficiencia de la transferencia de calor por convección depende básicamente del movimiento de mezclado del fluido. Como consecuencia, un estudio de la transferencia de calor por convección se basa en el conocimiento de las características del flujo del fluido. [Kreith,1970]

En el calentador de fuego directo la transferencia de calor por convección se manifiesta en ambos lados del tubo de fuego, por el interior, en el que la transferencia de calor se deba al movimiento de los gases de combustión y por el lado externo por el movimiento del fluido a calentar sea agua o crudo.

Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma:

$$q'' = h \times \Delta T \quad (V)$$

Donde q'' , es la densidad de flujo de calor por convección (BTU/pie²h), es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, respectivamente. Esta expresión se conoce como la ley de enfriamiento de Newton, y h (BTU/pie²h°F) se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección. Éste se calcula utilizando relaciones que dependen de diferentes parámetros, como son la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y sus propiedades. Por esto cualquier estudio de convección se reduce

finalmente al estudio de los medios por los que es posible determinar h.
[Incropera, 1999]

2.8.1.1 TIPOS DE FLUJO DE FLUIDOS

Como el modo de transferencia de calor por convección está íntimamente ligado al movimiento del fluido, es necesario tener algún conocimiento acerca del mecanismo del flujo del fluido, antes de poder investigar el mecanismo del flujo de calor. Uno de los aspectos más importantes del análisis hidrodinámico es establecer cuando es laminar o turbulento el movimiento de un fluido.

En el flujo laminar, el fluido se mueve en capas y cada partícula de fluido sigue una trayectoria uniforme y continua. Las partículas de fluido en cada capa conservan una secuencia ordenada sin pasarse unas a otras.

Cuando el fluido fluye con movimiento laminar sobre una superficie a una temperatura diferente a la del fluido, el calor se transfiere únicamente por conducción molecular tanto dentro del fluido como en la cara intermedia entre el fluido y la superficie, no existen mezclas turbulentas o remolinos que transporten, a través de las líneas de corrientes, la energía almacenada en las partículas de fluido.

En contraste al movimiento ordenado de flujo laminar, el movimiento o trayectoria de cualquier partícula del fluido turbulento es irregular, ver figura N°9,. En este flujo el mecanismo de transferencia de calor está modificado y ayudado por innumerables remolinos que acarrear masa de fluido a través de las líneas de corrientes, estas partículas actúan como transporte de energía y la transfieren al mezclarse con otras partículas, por lo tanto, un incremento en la rapidez de

mezclado (o turbulencia) incrementa también la rapidez de la transferencia del flujo de calor por convección. [Kreith,1970]

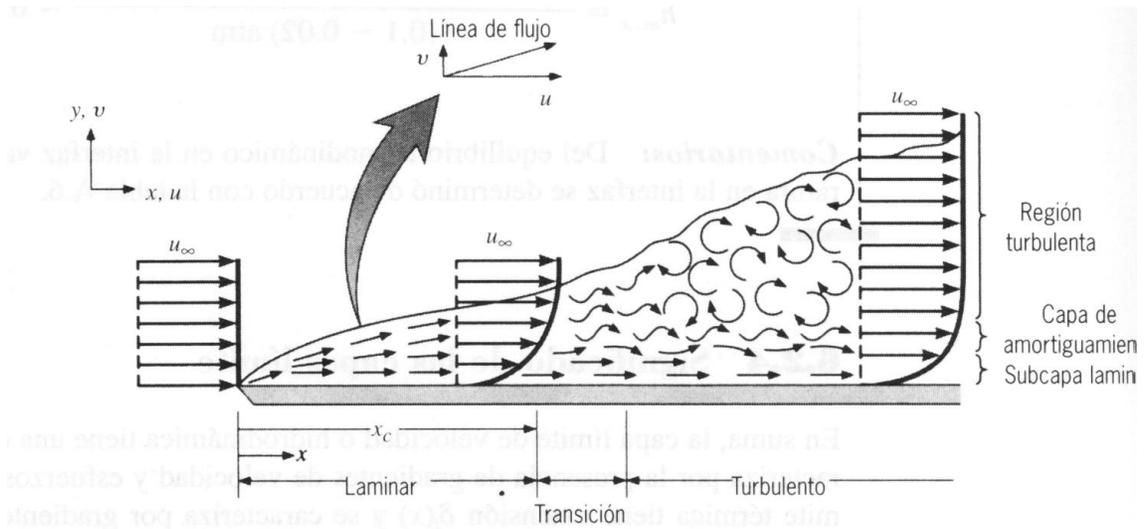


FIGURA N°9. Desarrollo de la capa límite hidrodinámica

En la región completamente turbulenta las condiciones se caracterizan por un movimiento tridimensional aleatorio de porciones grandes de fluidos, y no es de sorprender que esta transición a la turbulencia este acompañada por aumentos significativos en los coeficientes de convección. [Incropera, 1999]

2.8.1.2 GRUPOS ADIMENSIONALES

Los datos experimentales para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor y los resultados del análisis dimensional se pueden organizar de manera conveniente y concisa en forma de correlaciones entre los grupos adimensionales de las variables pertinentes.

Entre estos grupos adimensionales, los utilizados para el cálculo térmico debido a la convección serán:

2.8.1.2.1 Número de REYNOLDS

Este número se interpreta como la razón de las fuerzas de inercia entre las fuerzas viscosas en la capa límite hidrodinámica. Para un volumen de control diferencial en esta capa límite, las fuerzas de inercia se asocian con un aumento en la cantidad de movimiento del fluido que se desplaza a través del volumen de control.

La ecuación que describe el número de Reynolds es la siguiente:

$$\text{Re} = \frac{\rho \times V \times L}{\mu} \quad (\text{VI})$$

En el caso de convección sobre el tubo de fuego, esta longitud característica (L) es el diámetro externo del tubo de fuego. Aunque en el caso de tener un fluido que circula dentro de un tubo, esta expresión se puede llevar a:

$$\text{Re} = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times d_i \times \mu} \quad (\text{VII})$$

Para el lado interno del tubo de fuego esta longitud es el diámetro interno del tubo.

Se espera que las fuerzas de inercia dominen para valores grandes de Re y que las fuerzas viscosas dominen para Re bajos. Hay varias consecuencias importantes de este resultado. El número de Reynolds determina la existencia del flujo laminar, transicional y turbulento, para valores menores de 2100 el régimen se considera laminar, entre 2100 y 4000 se considera transicional y para valores mayores el régimen se considera turbulento.

En cualquier flujo existen pequeñas perturbaciones que se pueden amplificar para producir condiciones turbulentas. Sin embargo, para Re pequeños, las fuerzas viscosas son suficientemente grandes con relación a las fuerzas de inercia para evitar esta amplificación. Por ello se mantiene el flujo laminar. Pero, al aumentar Re , los efectos viscosos se hacen menos importantes de manera progresiva en relación con los efectos de inercia, y las pequeñas perturbaciones se amplifican hasta el punto de que ocurre la transición. Este número adimensional es proporcional a la cantidad de calor transferido

2.8.1.2.2 Número de PRANDTL

La interpretación física del número de Prandtl se sigue de su definición como una razón de la difusividad de la cantidad de movimiento a la difusividad térmica. Este número adimensional es proporcional a la cantidad de calor transferido.

$$Pr = \frac{\mu \times Cp}{k} \quad (VIII)$$

En la tabla N°3 se consignan los valores del Pr para varios fluidos comunes. Estos se agrupan en tres grandes categorías: metales líquidos con $Pr \ll 1$. Gases con Pr aproximadamente iguales a 1 y aceites con $Pr \gg 1$. El valor correspondiente al agua oscila entre 1 y 10 dependiendo de la temperatura. Se

verá que las características de un fluido, en lo que se refiere a la transferencia de calor convectiva, depende en gran medida del número de Prandtl. [Mills, 1995]

Tabla N°2. Valores del número de Prandtl para varios fluidos.

FLUIDO	TEMPERATURA (K)	NÚMERO DE Pr
Sodio	1000	0,0038
Mercurio	500	0,012
Litio	700	0,031
Argón	400	0,67
Aire	300	0,69
Vapor saturado	373	0,98
Amoníaco líquido	270	1,49
Agua	460	0,98
	360	2,00
	275	12,9
Refrigerante-12	250	4,6
Terminol 60	350	31,3
Etilenglicol	300	151,0
Aceite Hidrocarburos	400	154,0
	300	6600,0

Fuente: MILLS

2.8.1.2.3 Número de NUSSELT

El número de Nusselt puede interpretarse como la combinación del coeficiente de transferencia de calor por convección h , la longitud característica L y la conductividad térmica del fluido K .

$$\text{Nu} = \frac{h \times L}{K} \quad (\text{IX})$$

En la práctica, el número de Nusselt es una medida conveniente del coeficiente de transferencia de calor por convección debido a que, una vez conocido su valor, el coeficiente de transferencia de calor h se puede determinar de la ecuación XI, en la que se nota que para un valor dado del Nu el coeficiente de transferencia de calor es directamente proporcional a la conductividad térmica, pero inversamente proporcional a la longitud característica que describe el sistema.

2.8.1.3 CONVECCIÓN INTERNA (FLUJO INTERNO)

La convección interna se presenta por el movimiento de los gases de combustión en el lado interno del tubo de fuego.

El calentamiento y enfriamiento de los fluidos que fluyen dentro de conductos, están entre los procesos de transferencia de calor más importantes en la ingeniería. El diseño y análisis de todos los tipos de equipos de intercambio de calor requieren del conocimiento del coeficiente de transferencia de calor entre la pared del conducto y el fluido. Una vez que el coeficiente de transferencia de calor para una geometría dada y condiciones de flujo específicas, se conocen, puede calcularse la rapidez de transferencia de calor a la diferencia de temperatura que prevalezca con la siguiente ecuación:

$$Q = h \times A \times \Delta T \quad (\text{X})$$

La transferencia de calor asociada con la convección forzada dentro de conductos cerrados se considerara por separado para flujo laminar y turbulento.

Es de recordar que el número de Reynolds crítico para el flujo en conductos es aproximadamente 2100.

2.8.1.3.1 Flujo laminar

La rapidez del flujo de calor entre las paredes de un conducto y el fluido puede obtenerse analíticamente, resolviendo simultáneamente las ecuaciones de movimiento y de conducción de flujo de calor. [Kreith, 1970]

Debido a que el fluido interno en el tubo de fuego es gas de combustión, se obtendrán velocidades enormes y debido a sus bajas viscosidades el régimen de flujo es turbulento. Por lo que el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interna cuando se trata de régimen laminar no se considerará.

2.8.1.3.2 Flujo turbulento

Cuando hay flujos que se caracterizan por variaciones grandes de sus propiedades con la temperatura, se recomienda la siguiente ecuación llamada la ecuación de Sieder-Tate

$$\text{Nu} = 0,027 \times \text{Re}_G^{0,8} \times \text{Pr}_G^{0,33} \times \left(\frac{\mu_G}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (\text{XI})$$

Para esta ecuación todas las propiedades del fluido se calculan a la temperatura media del fluido menos μ_p la cual se evalúa a la temperatura de la pared con la cual se intercambia y se aplica bajo las siguientes consideraciones:[Incropera, 1999]

$$0.7 \leq Pr \leq 16700 \quad ; \quad Re \geq 10000 \quad ; \quad \frac{L}{D} \geq 60$$

2.8.1.4 CONVECCION EXTERNA (FLUJO EXTERNO)

En la práctica existen números casos en los que interesa analizar o describir la transferencia de calor asociada con el flujo de un fluido pasando por la superficie exterior de un sólido. La esfera y el cilindro son las formas de mayor interés en la ingeniería, siendo la de real interés en este caso la transferencia de calor por la parte externa de un cilindro. En el calentador de fuego directo la convección externa se manifiesta por el movimiento del fluido a calentar del lado externo del tubo de fuego.[Mills, 1995]

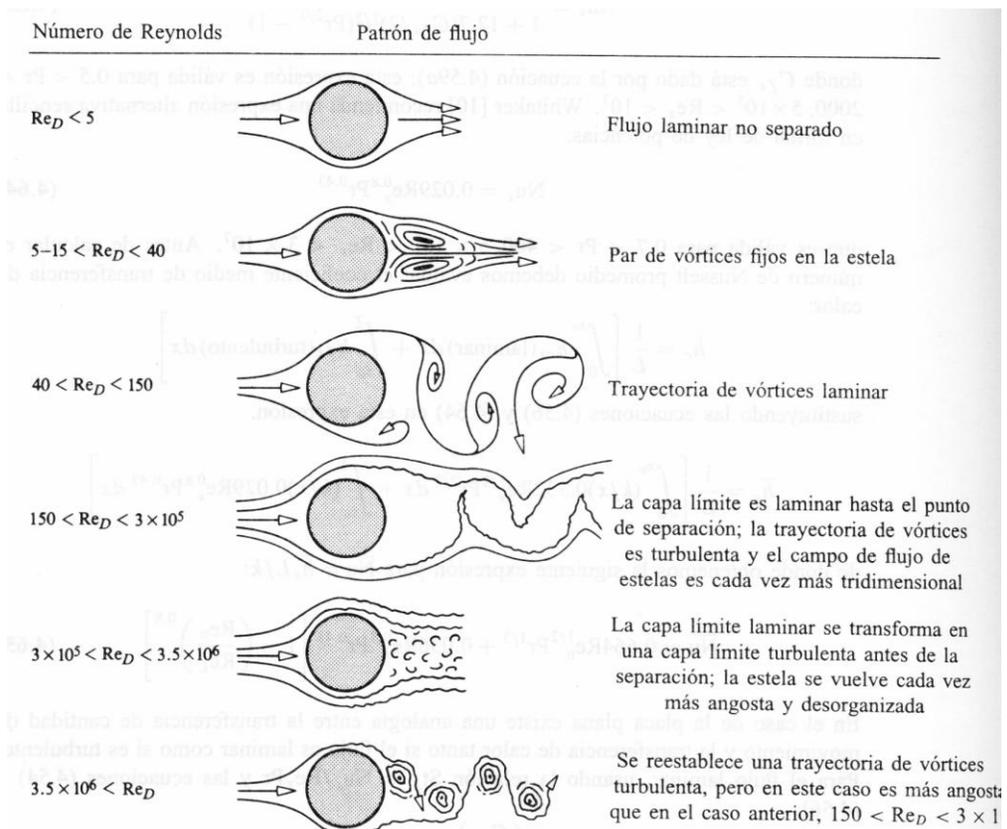


FIGURA N°10. Principales regímenes de flujo alrededor de un cilindro.

Como se puede mostrar en la figura N°10 la capa límite laminar se separa del cilindro casi a 80° del punto de estancamiento y no se produce un gran cambio en el número de Nu. Un efecto de un número de Re más alto es doble. Primero, el punto de separación se mueve a más de 90° a medida que la capa límite se hace turbulenta, así que una menor parte del cilindro está sumergida en la estela. Un segundo efecto es que el número de Nu alcanza un valor el cual es el más alto que el correspondiente al punto de estancamiento. El incremento se debe a la mayor conductancia de la capa límite turbulenta.

Al observar la figuras N°10 es evidente que en el flujo externo sobre un cilindro, el coeficiente convectivo de transferencia de calor varía en forma irregular. En la práctica es probable, como lo es en este caso, que se desee tener un valor de h promedio para todo el cilindro. McAdams estudió los datos de tres investigaciones separadas para el flujo externo a un cilindro y encontró una excelente correlación al graficar el número de Nu en relación con el número de Re, la cual es ampliamente usada y todas las propiedades del fluido se deben evaluar a temperatura de película.

$$\text{Nu} = \text{C} \times \text{Re}^m \times \text{Pr}^{0,33} \quad (\text{XII})$$

Las constantes C y m de la ecuación son funciones del Re y se encuentran en la tabla N°3.[Welty et al,1999]

Tabla N°3. Valores de C y m para la ecuación XVI.

Re	C	m
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40000	0,193	0,618
40000 – 400000	0,027	0,805

Fuente: WELTY

2.8.2 RADIACIÓN

La radiación es un proceso por el cual fluye calor desde un cuerpo de alta temperatura a otro de baja temperatura, cuando estos están separados por un espacio que incluso puede ser el vacío.

En el calentador de fuego directo la transferencia de calor por radiación es el proceso de transferencia de calor que mayor aporte realiza debido a los efectos de la llama.

El término radiación es generalmente aplicado a todas las clases de fenómenos de ondas electromagnéticas, pero en transferencia de calor únicamente son de interés los fenómenos que son resultados de la temperatura y por medio de los cuales se establece un transporte de energía. Esta energía transmitida en esta forma recibe el nombre de calor radiante.

Todos los cuerpos emiten calor radiante en forma continua, su intensidad solo depende de la temperatura y de la naturaleza de la superficie. La energía radiante viaja a la velocidad de la luz y es un fenómeno semejante a la radiación de la luz. En realidad, de acuerdo con la teoría electromagnética, la luz y la radiación térmica difieren únicamente en sus respectivas longitudes de onda.

La importancia de la transferencia de calor por radiación se hace mayor conforme se incrementa la temperatura de un objeto. En los problemas de Ingeniería que involucran temperaturas que se aproximan a las del medio ambiente, el calentamiento por radiación frecuentemente puede ser despreciado.

Muchos de los gases y mezclas de estos, tales como O_2 , N_2 , H_2 , aire seco, etc., tienen moléculas simétricas que son prácticamente transparentes a la radiación térmica, es decir, ni emiten ni absorben cantidades apreciables de energía

radiante a temperaturas de interés práctico. Por otro lado, la radiación emitida por gases heteropolares, es decir gases que tienen en su núcleo una distribución no uniforme de cargas eléctricas, y vapores tales como CO₂, H₂O, SO₂, CO, NH₃, hidrocarburos y alcoholes, es de importancia en equipos de transferencia de calor. Aquí se restringirán las consideraciones a H₂O y CO₂, ya que no únicamente son los gases más importantes en los equipos a los que se refiere este trabajo sino que en general también ilustran los principios básicos de la radiación en gases. [Kreith,1970]

En el interior de una cámara de combustión la turbulencia garantiza que el contenido se mezcle bien, y las variaciones de temperaturas queden confinadas a capas límites delgadas en las regiones cercanas a las paredes. Cuando se usan hidrocarburos como combustibles, las paredes pueden considerarse como superficies negras debido a la oxidación y a los depósitos de hollín, que pueden formarse durante la entonación de los quemadores.

Una relación cuantitativa entre la temperatura y el poder de emisión total de un cuerpo negro fue obtenida por el físico austriaco Stefan, citado por Welty et al 1999. El dedujo empíricamente a partir de datos experimentales obtenidos anteriormente por el científico Tyndall, que la energía radiante de un cuerpo es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta obteniendo la siguiente ecuación.

$$E_b = \varepsilon \times \sigma \times T_c^4 \quad (XIII)$$

De donde σ se conoce como la constante de Stefan—Boltzmann la cual tiene un valor de $0,1714 \times 10^{-8}$ BTU/hr pie² °R⁴. Cabe destacar que esta constante es una combinación de otras constantes físicas

Pueden hacerse generalizaciones respecto a la emisividad de las superficies:

- En general, la emisividad depende de las condiciones de la superficie.
- La emisividad de las superficies metálicas altamente pulimentadas es muy baja.
- La formación de una capa gruesa de óxido, el depósito de hollín y la aspereza de la superficie aumentan apreciablemente la emisividad.
- Las emisividades de las superficies no metálicas son mucho mayores que la de las metálicas y muestran una disminución de esta cuando aumenta la temperatura.[Welty et al,1999]

La determinación de la emisividad y la absorción de la radiación es compleja, ya que en ella interviene la temperatura, composición, densidad y geometría del gas. Existen varias simplificaciones que permiten estimar la radiación en gases de una manera directa. Estas idealizaciones son las siguientes:

- El gas se encuentra en equilibrio termodinámico, por esto el gas puede caracterizarse por una sola temperatura.
- El gas puede considerarse gris. Tal simplificación permite caracterizar la absorción y la emisión de radiación ϵ para un cuerpo gris.[Welty et al,1999]

Para el estudio de radiación también es importante el estudio del haz radiante o la longitud media del rayo radiante. Una buena aproximación de la longitud de este haz se puede obtener a partir de los resultados de Hottel. Quien utilizó una masa hemisférica de gas a una atmósfera de presión para evaluar la emisividad, confinándolas en diferentes recintos para así poder establecer la longitud del haz

radiante. En la tabla N°4 se puede ver las diferentes longitudes para distintos geométricas de los recintos

Tabla N°4. Longitud media del rayo, L para diversas geometrías

FORMA	L
Esfera	2/3 x Diámetro
Cilindro	1x Diámetro
Espacios entre placas paralelas	1,8 x distancia entre placas
cubo	2/3 x lado

Fuente:MILLS

En el apéndice B se proporciona la emisividad de los gases de combustión a una presión total de 1 atm y una presión parcial cercana a cero en función de la temperatura , en donde P*L es el producto de la presión parcial por la longitud dada en la tabla N° 4. En el caso de interés esta longitud media de rayo será el diámetro del tubo de fuego.

De lo visto anteriormente, se puede decir que el intercambio de radiación entre un gas, que se considere como un cuerpo gris y un cilindro que se supone un cuerpo negro por el hollín y el óxido que se deposita en su superficie, se puede expresar de la siguiente forma:

$$q_R'' = \frac{F \times \sigma \times (T_{mG}^4 - T_P^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_G} + \frac{1}{\varepsilon_P} - 1 \right)} \quad (XIV)$$

En esta ecuación la T_{mG} y T_P debe ser en temperaturas absolutas.

El factor de forma F representa la geometría de la superficie por la que se transfiere el calor y en un cilindro está dado por.

$$F = \frac{L_T}{L_T + \frac{D_i}{2}} \quad (XV)$$

Tanto la ecuación XIV como la XV se utilizarán para realizar el cálculo de la cantidad de calor por unidad de área transferida por efecto de la radiación dentro del tubo de fuego. [Mills,1995]

2.8.2.1 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN

Existen muchas aplicaciones para las que es conveniente expresar el intercambio neto de calor por radiación en la forma:

$$q'' = h_r \times (Tm_G - T_p) \quad (XVI)$$

En el caso del calentador de fuego directo, existe un aporte por efecto convectivo y uno por efecto radiativo, lo que hace útil encontrar un coeficiente de transferencia de calor por radiación que pueda ser sumado al de convección de manera de determinar un solo coeficiente interno, de acuerdo a la ecuación XVI este se puede definir como:[Kern,1990]

$$h_R = \frac{q''}{(Tm_G - T_p)} \quad (XVII)$$

2.8.2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En los puntos anteriores solo se han considerado los coeficientes locales de transferencia de calor; estos coeficientes son combinados, de manera de representar resistencias a la transferencia de calor, en un coeficiente global de transferencia de calor U , y así definir el flujo de calor por la siguiente expresión.

$$q'' = U \times \text{LMTD}_G \quad (\text{XVIII})$$

Este coeficiente de transferencia global de calor debe ser definido para un área específica, para realizar los cálculos térmicos en el tubo de fuego se referirá al área externa, considerando todas las resistencias incluyendo la conducción a través de la pared, la expresión queda de la forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{D_o \times \ln \frac{D_o}{D_i}}{2 \times k} + \frac{1}{h_i} \times \frac{D_o}{D_i} + F_o \quad (\text{XXIX})$$

F_o es el factor de obstrucción, proporcionado por la capa de hollín formada en la pared interna del tubo de fuego, para el cual se tomará $0,001 \text{ hpie}^{2\circ}\text{F/Btu}$.

2.8.2.3 TEMPERATURA INTERNA DE LA PARED DEL TUBO DE FUEGO

La siguiente expresión permite estimar la temperatura de pared de cámaras de combustión, siendo este parámetro de vital importancia en la vida útil de los calentadores de fuego directo. [heaterdesign.com]

$$T_P = (q_R'' + q_{CI}'') \times \left(\left(\frac{D_o}{D_i} \right) \times 0.001 + \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \times \left(\frac{1}{h_{CO}} \right) + \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \times \left(\frac{D_o - D_i}{k_p} \right) \right) \quad (\text{XXX})$$

3 HERRAMIENTA DE PROGRAMACIÓN (VISUAL BASIC)

Windows, producto introducido por Microsoft en 1985, es el entorno más popular de interfaz gráfica de usuario (GUI). Microsoft Visual Basic es un sistema de desarrollo diseñado especialmente para crear aplicaciones con interfaz gráfica, de una forma rápida y sencilla. Para soportar este tipo de desarrollos, Visual Basic utiliza fundamentalmente dos herramientas, una que permite realizar los diseños gráficos y un lenguaje de alto nivel.

Al presentar es trabajo, se ha supuesto que el lector conoce los conceptos fundamentales para utilizar Windows y que posee conocimientos de programación. Si no es así, se debe empezar por adquirir conocimientos sobre las sentencias y estructuras básicas de un lenguaje de programación; para ello se recomienda el libro Curso de programación con QBasic/Visual Basic, publicado por la editorial RA-MA. En cambio, si ya tiene conocimientos de QBasic o QuickBasic, resultará mucho más fácil aprender a desarrollar programas o entender el programa presentado en este trabajo con Visual Basic.

Visual Basic está centrado en dos tipos de objetos, ventanas y controles, que permiten diseñar sin programar, una interfaz gráfica (mecanismo de comunicación entre el usuario y la aplicación) para una aplicación. Para realizar una aplicación, se crean ventanas, llamadas formularios, y sobre ellas se dibujan otros objetos llamados controles, tales como cajas de texto, botones de órdenes, listas desplegables, etc. A continuación se escribe el código fuente relacionado con cada objeto (ventanas y controles).

Quiere esto decir que cada objeto (ventanas y controles) está ligado a un código que permanece inactivo hasta que se dé el suceso que lo activa. Por

ejemplo, podemos programar un botón de órdenes (objeto que se puede pulsar) para que responda a un clic del ratón.

Visual Basic también incluye, como características más sobresalientes:

- Controles 3D.
- Una interfaz para múltiples documentos que permite crear una aplicación con una ventana de aplicación y múltiples ventanas de documento, tal como, por ejemplo, Microsoft Word (MDI-Multiple Document Interface).
- Soporte para intercambio de datos con otras aplicaciones (DDE-Dinamic Data Exchange).
- Soporte para establecer enlaces con Windows y con rutinas escritas en otros lenguajes (DLL-Dynamic Link Libraries).
- Soporte para objetos incrustados y vinculados (OLE Embedding). Esto permite la construcción de aplicaciones utilizando un software autocontenido en pequeñas y potentes unidades o componentes software.
- Visualización y manipulación de datos de otras aplicaciones Windows utilizando controles OLE.
- Acceso y manipulación de objetos incrustados y vinculados suministrados por otras aplicaciones utilizando la automatización de OLE.
- Un compilador para añadir ayuda en línea; esta herramienta permite la creación de ayudas estilo Windows (HC-Help Compiler).
- Biblioteca para SQL que permite manipular bases de datos relacionales, tales como Microsoft Access (SQL-Structured Query Language).
- Un sistema de ayuda en línea.
- Una biblioteca de iconos para trabajos profesionales.
- Acceso a bases de datos a través del control Datos (Data control) y a través de objetos de acceso a datos. Ambos pueden utilizar el acceso a través del motor de Access o de controladores ODBC.

- Manipulación de bases de datos en varios formatos (*Microsoft Access*, *dBASE III* y *IV*, etc.) con el administrador de datos (*Data Manager*).
- Un control que permite utilizar las cajas de diálogo más comúnmente utilizadas (abrir, guardar como, imprimir, color y fuentes).
- Menús desplegables flotantes.
- Un asistente, *SetupWizard*, para crear los discos de distribución para sus aplicaciones.
- Un generador de informes (*Crystal Reports*) para la creación de informes, listados y documentos a medida utilizando datos de una base de datos.
- Creación de aplicaciones de 16 bits (ediciones profesional y empresarial) y de 32 bits (ediciones estándar, profesional y empresarial).

Cuando se combinan estas características, algunas de ellas sólo disponibles en la versión profesional y empresarial, se dispone de un sistema de desarrollo que permite diseñar rápidamente aplicaciones sofisticadas.

Con Visual Basic se pueden crear formularios sin escribir nada de código. Para crear un nuevo formulario se ejecuta la orden Formulario del menú Insertar.

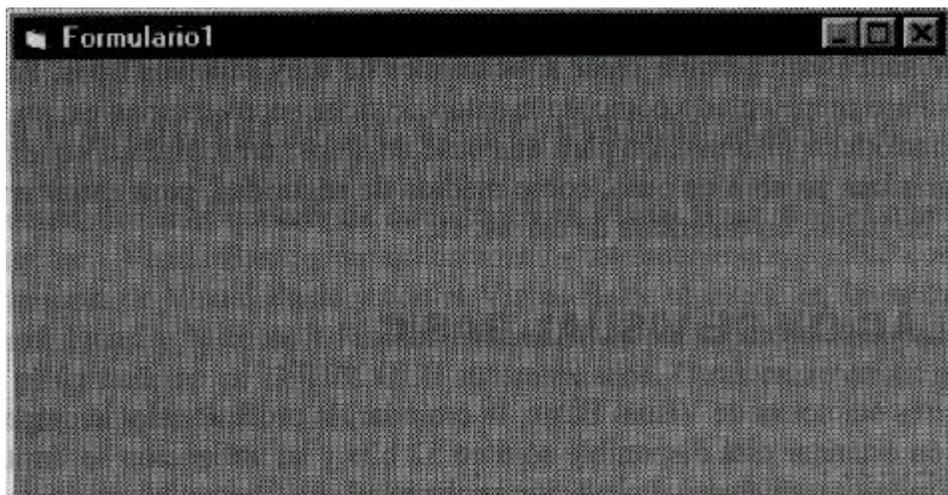


FIGURA N°11. Plantilla de formulario

Un formulario es una ventana que sirve de fondo para los controles y para los gráficos situados sobre la misma. Se pueden utilizar tantos formularios como se necesiten, y dependiendo de la utilidad que se les dé, éstos serán de diferentes tipos. Así, se puede crear un formulario para que contenga un gráfico, para visualizar información o para aceptar datos.

Los controles son objetos que dibujamos sobre el formulario, tales como etiquetas, cajas de texto, marcos, casillas de verificación, botones de opción, botones de pulsación, etc., con fines de aceptar, ejecutar o visualizar datos.

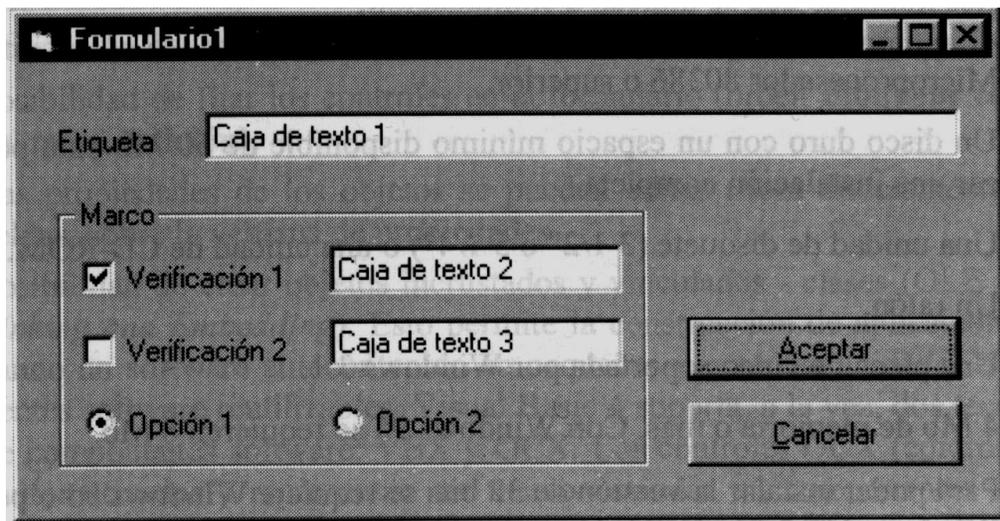


FIGURA Nº12. Plantilla II de formulario de VISUAL BASIC

Para dibujar los controles se utiliza la caja de herramientas de Visual Basic (Toolbox). También es posible incluir cualquier imagen diseñada a medida o dada por un icono suministrado por Visual Basic, un mapa de bits o un fichero Windows.wmf.

Además, podemos añadir menús desplegables y menús desplegables flotantes, para proporcionar al usuario un amplio rango de órdenes seleccionables.

Visual Basic permite crear aplicaciones de muy diversos tipos. Por ejemplo, un fichero representado como un montón de fichas convencionales; un formulario para introducir información para una base de datos; un formulario que permita introducir una palabra de paso, como medida de seguridad, para entrar en la aplicación; un juego; un diagrama de barras; etc.

4 METODOLOGÍA

Para la elaboración de la herramienta de cálculo de diseño del calentador de fuego directo es necesario establecer un orden de prioridades a fin de obtener mejores resultados. A continuación se explica detalladamente cada uno de los puntos que deberán ser desarrollados para la obtención de los resultados.

4.1 ESTUDIO DE LOS CÓDIGOS NACIONALES E INTERNACIONALES.

Para el diseño del calentador de fuego directo es indispensable conocer las normas tanto nacionales como internacionales que se aplican; el código ASME para el Diseño de Recipientes a Presión, Sección VIII División I y la norma PDVSA D-211-PRT; para dimensionar el tubo de fuego (diseño térmico), y el tren de gas, se utilizará la norma PDVSA B-202-P para calentadores pirotubulares y NFPA para seguridad de llama. Estas normas y códigos se estudiaron y el resultado de este estudio y análisis sirvió para establecer los criterios y parámetros que se utilizaron para el diseño del tubo de fuego, pero se seguirán estudiando para lo que respecta al diseño del cuerpo del calentador.

4.2 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS.

Se establecieron las correlaciones necesarias para la determinación de las propiedades físicas de los fluidos de estudio, crudos medianos, pesados,

extrapesados y agua, estas propiedades son viscosidad dinámica, densidad, conductividad térmica y calor específico y se encuentran especificados en el apéndice A. Estas correlaciones se obtuvieron de estudios realizados por INTEVEP.

4.3 DESARROLLO DEL PROCEDIMIENTO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO.

Utilizando las especificaciones que se ofrecen en la industria (flujo del fluido a calentar, temperaturas de entrada y salida, presión, características de gas de combustión) se procedió a realizar el algoritmo de cálculo para el diseño del calentador de fuego directo, utilizando para esto los balances de energía, junto con las propiedades físico químicas del fluido y las ecuaciones adecuadas, dependiendo estas últimas del tipo de mecanismo de transferencia, el régimen del fluido y si se trata de flujo interno o externo al tubo de fuego y por sobre todo sin dejar de lado las normas internacionales y nacionales que aplican.

4.3.1 CRITERIOS DE DISEÑO DEL CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO

A continuación se nombraran los criterios de diseño utilizados en desarrollo del programa DECAP®

- El quemador debe estar en la capacidad de aportar 20% más del máximo de operación.

- El cabezal de la vasija será de tipo elipsoidal 2:1, de acuerdo a lo establecido en las normas PVSA D-211-PRT y B-202-P.
- El espesor mínimo de la pared del tubo de fuego es de 10 mm de espesor de acuerdo con las normas por PDVSA D-211-PRT y B-202-P.
- El mínimo espesor de pared y la corrosión admisible para recipientes en todas las partes a presión debe ser tal como se indica en la siguiente tabla

Tabla N°5. Espesor de pared y corrosión admisible.

Diámetro interno del recipiente (M)	Mínimo espesor de la pared (mm)	Corrosión admisible (mm)
$D < 900$	5	1,5
$0,9 \leq D \leq 1,5$	6	3,0
$1,5 \leq D \leq 2,1$	8	3,0
$2,1 \leq D \leq 3,6$	10	3,0
$D > 3,6$	11	3,0

- La longitud del contenedor es 1.1 veces la mitad de la longitud del tubo de fuego.
- Se tomo un tiempo de residencia de 40 minutos para el diseño de ambos calentadores.
- El diámetro del tubo de fuego será 4 pulgadas mayor que el diámetro de la llama cuando se utilice el quemador modelo STICKTITE.

4.3.2 ALGORITMO DE CALCULO

A continuación se presentará un algoritmo detallado de cómo se calcularán las variables más importantes para el diseño de un calentador de fuego directo.

1. Cálculo del Cp promedio del líquido (Fluido que va por el lado de afuera del tubo de fuego).

$$Cp_L = \frac{(Cp_{LS} + Cp_{LE})}{2} \quad (XXXI)$$

2. Cálculo del calor que debe absorber el líquido.

$$Q_T = \dot{m}_L \times Cp_L \times (T_{SL} - T_{EL}) \quad (XXXII)$$

3. Cálculo del calor que debe aportar el combustible.

$$Q_{TA} = 1,2 \times \frac{\eta}{100} \times Q_T \quad (XXXIII)$$

4. Cálculo de la temperatura de llama adiabática.

Esta temperatura se calcula usando la gráfica N°B.5; consiguiendo esta temperatura del corte de la curva del exceso de aire seleccionado con el eje de las X, esta temperatura será considerada como la temperatura de entrada de los gases de combustión.

5. Cálculo de la temperatura de salida de los gases de combustión.

Esta temperatura se calcula a partir de la representación gráfica N°B.5; con el corte de la curva de exceso de aire seleccionado con el eje de la Y se consigue el máximo de calor que puede ceder el combustible, este calor se multiplica por la eficiencia dada, y con este nuevo calor se corta horizontalmente la curva de exceso de aire dada, y de allí se baja encontrando así la temperatura de salida de los gases.

6. Cálculo de la temperatura media de los gases.

$$T_{m_G} = \frac{(T_{GS} + T_{GE})}{2} \quad (\text{XXXIV})$$

7. Se supone una temperatura interna de pared (T_P).8. Cálculo de ρ_G , k_G , μ_G y C_p de los gases de combustión a la temperatura media de los gases y μ_w a la temperatura de la pared.

9. Se supone una longitud del tubo de fuego.

10. Se calcula el diámetro de la llama con la siguiente ecuación.

$$D_{LL} = 19,1 \times \left(\frac{Q_{TA}}{3968000} \right)^{0,5} \quad (\text{XXXVI})$$

11. Se determina el diámetro del quemador utilizando las tablas C.1,2,3,4, el cuál se selecciona según la presión de entrada del gas y de la cantidad de calor que este debe suministrar, este es el calculado en el paso 3.

12. Se determina el diámetro del tubo de fuego

Si el quemador es STICKTITE el diámetro depende del diámetro de la llama y se calcula con la siguiente expresión:

$$D_T = D_{LL} + 4 \quad (\text{XXXVII})$$

Cuando es TUBE-O-FLAME, el diámetro es del mismo tamaño que el del quemador

13. Cálculo del número de Reynolds del lado del gas.

Para el cálculo del número de Reynolds se aplicara la ecuación N° VII. El flujo másico del gas se calcula de la siguiente manera: se entra a la figura N°B.4 del apéndice B y con el exceso de aire y cortando con la línea de gas natural se busca el r , este se debe multiplicar por el calor que debe liberar el combustible obteniendo así el flujo másico de los gases se combustión. El diámetro a utilizar en esta ecuación es el calculado en el paso anterior

14. Cálculo de Número de Prandtl del lado del gas.

Para el cálculo del número de Prandtl se aplicará la ecuación N° VIII. Todas las propiedades se evaluarán a la temperatura media de los gases de combustión.

15. Cálculo del número de Nusselt.

Para el cálculo del número de Nusselt se utilizará la ecuación N° XI.

16. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interno h_i .

Se despejará utilizando la ecuación N° IX, de donde L en este caso será el diámetro interno del tubo de fuego.

17. Para el cálculo de la diferencia de la temperatura interna media logarítmica del tubo de fuego se utiliza la ecuación N° III

18. Cálculo del flujo de calor q''_c .

Para el cálculo calor interno por convección por unidad de área se utilizará la ecuación N° V, y donde el ΔT es la diferencia de temperatura media logarítmica calculada en el paso 17.

19. Cálculo del factor de forma para la determinación del calor por radiación.

Para el cálculo del factor de forma se utilizará la ecuación N° XV

20. Cálculo del calor por radiación (q''_R).

Para este cálculo se utilizara la ecuación N°XIV, de donde T_{m_G} es la temperatura promedio de los gases de combustión, ε_G se extrae de la siguiente manera, primero encontrando en la figura N°B.1 del apéndice B la presión parcial del CO_2 y el H_2O y luego esta presión se multiplica por L el cual es sacado de la tabla N°7 para luego con este PL entrar a la figura N°B.3 del apéndice B y con la temperatura de los gases de combustión encontrar así la emisividad de estos

gases. ε_S es extraído de la figura N°B.2 del apéndice B el cual depende solo del material del cual esta hecho el tubo de fuego.

21. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación.

Para realizar este cálculo se utiliza la ecuación N°XVII

22. Cálculo del coeficiente interno

$$h_i = h_c + h_R \quad (\text{XXXVIII})$$

23. Cálculo de la temperatura media del fluido externo.

$$T_{m_L} = \frac{(T_{EL} + T_{SL})}{2} \quad (\text{XXXIX})$$

24. Cálculo de la temperatura externa del tubo de fuego.

$$T_{PE} = T_P - \frac{e}{k_m} (q_C'' + q_R'') \quad (\text{XXXX})$$

25. Cálculo de temperatura de película.

$$T_{PEL} = \frac{(T_{PE} + T_{m_L})}{2} \quad (\text{XXXXI})$$

26. Cálculo de ρ_L , k_L , μ_L y C_{pL} del fluido a la temperatura de película.

27. Cálculo de la velocidad media del fluido

$$V_m = \frac{\dot{m}_L}{\rho \times \pi \times \left(\frac{D_o^2}{2} - \frac{D_c^2}{2} \right)} \quad (\text{XXXXXII})$$

ρ es calculado a la temperatura de película

28. Cálculo del Reynolds del lado del líquido.

Para este cálculo se utilizará la ecuación N°VI, tomando en cuenta que el L ó longitud característica en este caso es una relación de los diámetros de la carcaza y del tubo de fuego, todas las propiedades serán calculadas a la temperatura de película.

29. Cálculo de Prandtl del lado del líquido.

Para el cálculo del Prandtl se aplicara la ecuación N° VIII. Todas las propiedades se evaluarán a la temperatura de película.

30. Cálculo del Nu del lado del líquido.

Se utilizara la ecuación N°XII.

31. Cálculo h_o .

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externo este se despejara utilizando la ecuación N° IX. de donde L en este caso será el diámetro externo del tubo de fuego.

32. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se utiliza la ecuación N°XXIX

33. Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica global

Para este cálculo se utiliza la ecuación IV.

34. Con respecto al factor de corrección del LMTD éste se supondrá siempre como uno (1).

35. Cálculo del área de transferencia de calor necesaria.

$$A = \frac{Q_T}{U \times LMTD_G} \quad (XXXXIII)$$

36. Cálculo de la longitud del tubo de fuego.

$$L_T = \frac{A}{\pi \times D_O} \quad (XXXXIV)$$

Si esta longitud del tubo de fuego no coincide con la utilizada en el paso numero 9 se debe volver a hacer todo el cálculo de nuevo a partir del mismo paso, pero si esta coincide se continua con el algoritmo.

37. Cálculo de la temperatura de pared.

Esta se calculará utilizando la ecuación N° XXX

Si esta temperatura no coincide con la utilizada en el paso número 7 se debe volver a hacer el cálculo de nuevo a partir de este paso, pero si esta coincide se concluye el algoritmo de cálculo.

4.4 ELABORACIÓN DEL MODELO EN LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN.

Después de elaborar el procedimiento de cálculo en excel se procedió a programar la interfase software-usuario utilizando el compilador VISUAL BASIC, siguiendo los procedimientos y las instrucciones requeridas por la herramienta de programación.

El usuario introducirá como datos para diseño: el flujo del fluido a calentar, las temperaturas de entrada y salida del fluido, la presión y características disponibles del gas de combustión así como el tipo de quemador a utilizar "STICKTITE" o el "TUBE-O-FLAME" de MAXON y el programa deberá ser capaz de proporcionar las dimensiones del tubo de fuego, la eficiencia térmica, la cantidad de aire en exceso, las dimensiones del recipiente a presión, una estimación del costo del equipo y la lista de instrumentación y de controles del equipo.

Para la evaluación el usuario introducirá como datos: el flujo del fluido a calentar, las temperaturas de entrada, el flujo de gas de combustible y la temperatura de los gases de combustión, el programa determinará la temperatura de salida de la corriente de proceso y la eficiencia calculada del equipo.

4.5 VALIDACIÓN DEL MODELO

Se procedió a validar los resultados arrojados por el programa, utilizando para esto datos de campo de equipos ya existentes; se compararon los resultados del programa con estos datos a fin de observar las posibles desviaciones.

5 RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados arrojados por el programa de diseño y evaluación de calentadores pirotubulares DECAP y sus respectivos análisis.

5.1 DECAP

A continuación se analiza el programa DECAP explicando su funcionamiento .

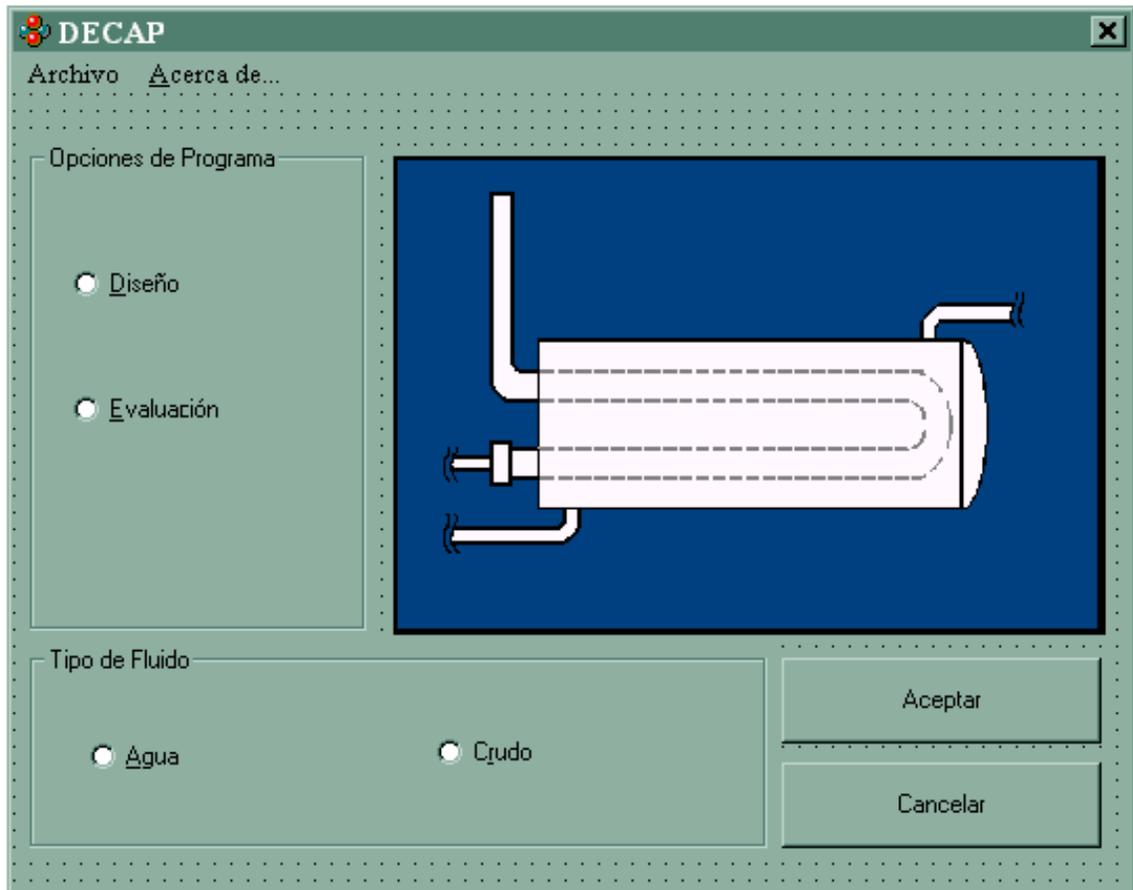


FIGURA N°13. Formulario inicial del programa.

En la figura N° 13 se observa la pantalla inicial, en donde se colocan los objetos de decisión que permiten seleccionar las opciones del programa, tanto de diseño como de evaluación, así como con que tipo de fluido se desea realizar la opción seleccionada; todo esto de manera muy sencilla de acceder, pensando en la fácil interacción con el usuario

Diseño de un calentador de agua

Tipo de Quemador

Flujo másico, (lb/h):

Presión de entrada de agua, (psig):

Temperatura de entrada, (°F):

Temperatura de salida, (°F):

Presión de gas combustible, (psig):

Poder calorífico del gas combustible, (Btu/pie3):

Porcentaje de exceso de aire, (%):

Eficiencia del calentador, (%):

Precio del Dolar (Bs):

FIGURA N°14. Formulario de entrada de datos, cuando se selecciona la opción de diseño y la corriente de proceso es agua.

En la figura N°14 se muestra el formulario de entrada de datos de diseño para operar con agua, donde de una manera bastante interactiva, el usuario podrá, introduciendo la totalidad de los datos que se piden, diseñar el calentador, además de elegir el tipo de quemador a utilizar, usando para esto el comando que se encuentra en la parte superior izquierda del formulario. Después de introducir los datos, con solo dar un click en el botón “Aceptar” el programa mostrará los resultados del diseño en el formulario destinado para este fin.

Diseño de un calentador de crudo

Tipo de Quemador

Flujo volumétrico, (BPD)

Gravedad API

Presión de entrada de crudo, (psig)

Temperatura de entrada, (°F)

Temperatura de salida, (°F)

Presión de gas combustible, (psig)

Poder calorífico del gas combustible, (Btu/pie3)

Porcentaje de exceso de aire, (%)

Eficiencia del calentador, (%)

Precio del Dolar (Bs)

FIGURA N°15. Formulario de entrada de datos, cuando se selecciona la opción de diseño y la corriente de proceso es crudo.

De la misma manera que, como se muestra en la figura N°14, en el formulario anterior se deben acceder los datos para el diseño de un calentador operando con crudo, con la misma opción de realizar el diseño con el tipo de quemador que el usuario desee.

El formulario, titulado "Evaluación de un calentador de agua", presenta un fondo con un patrón de puntos verdes. Incluye los siguientes campos de entrada:

- Flujo másico del agua, [lb/h]:
- Temperatura de entrada, [°F]:
- Poder calorífico del gas comb, [Btu/pie3 comb]:
- Exceso de aire, [%]:
- Temp. salida gases de comb, [°F]:
- Longitud del tubo de fuego, [pie]:
- Diám. interno del tubo de fuego, [pie]:
- N° de tubos de fuego:
- Flujo de gas combustible, (lb/h):

En la parte inferior del formulario se encuentran dos botones: "Aceptar" y "Cancelar".

FIGURA N°16. Formulario de entrada de datos para la evaluación de un calentador operando con agua.

Al igual que con los formularios de entrada de datos para el diseño, en la figura N° 16 se muestra el formulario que permite que el usuario introduzca los datos necesarios para evaluar un calentador de fuego directo, cuya corriente de proceso sea agua. Como se aprecia, el usuario solo deberá realizar un clic en el botón de “Aceptar” para ver los resultados de la evaluación.

Evaluación de un calentador de crudo

Flujo volumétrico, [BPD]	<input type="text"/>
Gravedad API	<input type="text"/>
Temperatura de entrada, [°F]	<input type="text"/>
Poder calorífico del gas comb, [Btu/pie ³ comb]	<input type="text"/>
Exceso de aire, [%]	<input type="text"/>
Temp.salida gases de comb, [°F]	<input type="text"/>
Longitud del tubo de fuego, [pie]	<input type="text"/>
Díam.interno del tubo de fuego, [pie]	<input type="text"/>
N° de tubos de fuego	<input type="text"/>
Flujo de gas combustible, (lb/h)	<input type="text"/>

FIGURA N°17. Formulario de entrada de datos para la evaluación de un calentador operando con crudo.

Si se desea evaluar un calentador de crudo, después de seleccionarlo en el formulario inicial del programa, el formulario que se muestra en la figura N° 17 es aquel que aparece, en donde de una manera sencilla se introducen los datos del calentador que se desee evaluar.

Resultados del diseño de un calentador de fuego directo

Diámetro nominal del tubo de fuego, (pulg):	<input type="text"/>
Longitud del tubo de fuego, (pie):	<input type="text"/>
Diámetro del contenedor, (pie):	<input type="text"/>
Longitud del contenedor (pie):	<input type="text"/>
Diámetro del quemador (pulg):	<input type="text"/>
Calor a absorber, (Btu/h):	<input type="text"/>
Temperatura promedio de pared, (°F):	<input type="text"/>
Espesor de la pared del contenedor, (pulg):	<input type="text"/>
Espesor de la pared del cabezal, (pulg):	<input type="text"/>
Presión máxima del equipo, (psi):	<input type="text"/>
Diámetro de la chimenea, (pulg):	<input type="text"/>
Longitud de la chimenea, (pie):	<input type="text"/>
Costo estimado del equipo, (MMBs):	<input type="text"/>

FIGURA N°18. Formulario de salida de los resultados arrojados por DECAP para el diseño de un calentador de fuego directo.

El formulario que se aprecia en la figura N°18 muestra los parámetros de diseño de un calentador, independientemente de que este se diseñe para operar con agua o con crudo, de manera de evitar el exceso de formularios en el programa.

The image shows a screenshot of a software window with a green border and a dotted background. The title bar reads "Resultados de la evaluación de un calentador de fuego dire...". Inside the window, there are five rows of text, each followed by a white rectangular input field:

- Calor cedido por los gases de combustión , (Btu/h) :
- Area de transferencia, (pie2) :
- Temperatura de salida, [°F] :
- Flujo de calor, (Btu/hpie2) :
- Eficiencia calculada del equipo (%) :

At the bottom center of the window is a button labeled "Aceptar".

FIGURA N°19. Formulario de salida de los resultados arrojados por DECAP para la evaluación de un calentador de fuego directo.

Al igual que en el formulario mostrado en la figura N°18 el formulario anterior muestra los resultados de la evaluación de un calentador de fuego directo que opere con agua o con crudo.

Como consecuencia de la gran cantidad de cálculos y ecuaciones que se necesitaron, DECAP utiliza la herramienta Excel para realizar estas operaciones, debido a su fácil manejo, simplicidad de utilización y gran capacidad de cálculo, además de servir como un excelente manejador de bases de datos. Como se describió anteriormente VISUAL BASIC es la herramienta utilizada para realizar la interacción entre el usuario y el programa, de manera de ofrecer la mayor

manejabilidad y facilidad al usuario de DECAP, para que este culmine exitosamente la evaluación o el diseño que se proponga.

5.2 EVALUACIÓN

Tabla N°6. Evaluación de un calentador de fuego directo operando con un flujo de crudo de 20000 BPD y gravedad API de 12,5, con una temperatura de salida de los gases de combustión de 512 °F

VARIABLE	DATOS DE CAMPO	DECAP	% DESVIACIÓN
Temperatura de salida de crudo, [°F]	151	161	6
Eficiencia del equipo, [%]	86	84	2

Tabla N°7. Evaluación de un calentador de fuego directo operando con un flujo de crudo de 10000 BPD y gravedad API de 12,5, con una temperatura de salida de los gases de combustión de 366 °F.

VARIABLE	DATOS DE CAMPO	DECAP	% DESVIACIÓN
Temperatura de salida de crudo, [°F]	151	141	6
Eficiencia del equipo, [%]	86	87	1

En lo referente a la parte de evaluación de calentadores de fuego directo realizada por DECAP, los resultados arrojados se validaron con los datos de campo tomados de dos calentadores que actualmente están en operación, ubicados en los campos de Morichal, Edo. Monagas.

En primer lugar se puede decir que los resultados arrojados por DECAP se mantienen bastante ajustados a la realidad del proceso debido a los bajos porcentajes de desviación, tanto para la temperatura de salida de la corriente de proceso como para la eficiencia del equipo, aportando así gran confiabilidad a los resultados del programa. En segundo lugar se puede decir que los porcentajes de desviación, para las dos variables de interés, se mantienen constantes, dándole al programa una gran precisión en los resultados de la evaluación arrojados por este.

Se debe mencionar que estos porcentajes de desviación pueden deberse a que los datos introducidos al programa son datos de campo, los cuales están afectados por los errores que tienen los instrumentos con los que se hacen las mediciones, como por ejemplo las placas de orificio, con un error de $\pm 5\%$, para la determinación del flujo, la cual incide en el valor de calor a absorber y de la temperatura de salida.

5.3 DISEÑO

A continuación presentamos los resultados y el análisis de resultados de la aplicación de DECAP al diseño de calentadores de fuego directo.

Se compararon los valores arrojados por DECAP con un diseño defectuoso, debido a que este no cumplía con las normas aplicables a estos equipos y demostrar así la confiabilidad de los resultados del programa.

Tabla N°8. Comparación de los resultados del diseño de un calentador de fuego directo para un flujo de 1318 lb/h de agua, elaborado por una compañía consultora y por DECAP.

VARIABLE	COMPAÑÍA CONSULTORA	DECAP®	% DESVIACIÓN
Longitud del tubo de fuego (pie)	5	9,2	84
Diámetro del tubo de fuego (pulg)	4	10	150
Area de Transferencia (pie ²)	5,9	24,1	308
Flujo de calor por unidad de area (Btu/h pie ²)	25364	6198	76
Diámetro de la chimenea, (pulg)	4	10	150
Longitud de la chimenea, (pie)	11	11	0

Tabla N°9. Comparación de los resultados del diseño de un calentador de fuego directo para un flujo de 6592 lb/h de agua, elaborado por por una compañía consultora y por DECAP

VARIABLE	COMPAÑÍA CONSULTORA	DECAP®	% DESVIACIÓN
Longitud del tubo de fuego (pie)	8	21,9	173
Diámetro del tubo de fuego (pulg)	6	16	167
Area de Transferencia (pie ²)	12,6	91,73	628
Flujo de calor por unidad de area (Btu/h pie ²)	53816	8591	84
Diámetro de la chimenea, (pulg)	6	16	167
Longitud de la chimenea, (pie)	11	11	11

Como se aprecia en las tablas anteriores una de las variables más importantes para cualquier equipo de transferencia de calor, como lo es la densidad de flujo de calor, excedía en el diseño 1 en aproximadamente un 25% y para el diseño 2 en un 200% el valor máximo para estos equipo, siendo este de 20000Btu/hpie², estipulado por el manual del GPSA, sección 8, Pag. 8-25. Esta fue la principal razón de interés para rediseñar estos equipos y dar una respuesta satisfactoria al cliente, conforme a la normalización y los estándares internacionales.

En las Tablas N° 8 y 9 se aprecian los enormes porcentajes de desviación que se obtienen de la comparación de los proyectos antes mencionados, con los obtenidos por DECAP.

Para el diseño 1 se obtuvo un porcentaje de desviación entre el valor arrojado por DECAP y el valor reportado en el diseño anterior del 76% y para el diseño 2 de un 84%, lo que evidencia que DECAP arroja valores de flujos de calor por unidad de área conservadores. Como las dimensiones del área de transferencia de calor están intrínsecamente relacionadas con la densidad de flujo de calor, si esta variable es grande el área de transferencia de calor es pequeña y viceversa, por esta razón los porcentajes de desviación del área de transferencia de calor resultaron elevadísimos cuando se compararon estos con los resultados arrojados por DECAP, y por consiguiente si el área de transferencia de calor es pequeña las dimensiones del tubo de fuego son pequeñas, haciendo poco confiable el buen desempeño de los equipos si estos llegasen a construirse basándose en los diseños anteriores, a pesar de que estos hallan sido realizados por una compañía consultora de renombre en el ámbito nacional.

Tabla N°10. Temperatura promedio de la pared del tubo de fuego para diferentes áreas de transferencia de calor y densidades de flujo de calor.

Densidad de flujo de calor (Btu/pie ² h)	Area de transferencia, (pie ²)	Temperatura promedio de pared (°F)
9106	35,2	374
9418	61,6	317
9284	91,8	280
9285	122,2	261
10186	135	270
9507	180	240
10963	215,8	253
10861	308	232
11915	349	236

En la tabla N°10 se aprecia si se tienen pequeñas áreas de transferencia, la temperatura de pared del tubo de fuego se incrementa considerablemente haciendo que la vida útil de este se acorte llegando al punto donde este pueda colapsar, siendo esto lo que normalmente sucede con estos equipos. Si se observan las tablas N°8 y N°9 se verá que en los valores aportados por la compañía consultora las densidades de flujo de calor son grandes y las áreas de transferencia pequeñas lo que conducirá a temperaturas de pared de tubo muy elevadas, por el contrario al utilizar DECAP y realizar estos los cálculos minuciosos de todas las variables del proceso, se obtienen temperaturas de pared manejables por los materiales con los que se fabrican estos tubos de fuego, asegurando así diseños confiables, y que ofrezcan además una larga vida útil al calentador.

Con respecto al diseño de la chimenea, se tomo como criterio de diseño una velocidad de gases de combustión de entre 15 pie/seg y 25 pie/seg. Si se utiliza el mayor valor mencionado se obtienen diámetros de chimenea muy parecidos a los del tubo de fuego, lo cual reitera el buen desarrollo del programa DECAP ya que es común que en todos estos equipos la chimenea tenga el mismo diámetro del tubo de fuego formando así un solo tubo, esto se puede hacer ya que al ajustar el diámetro de la chimenea con el del tubo de fuego se obtienen velocidades que están todavía se encuentren dentro del rango tomado como criterio.

En lo que respecta a la longitud de la chimenea se colocará la altura mínima requerida por las normas, ya que con la utilización del quemador TUBE-O-FLAME, el tiro lo proporciona el ventilador que lleva acoplado; por el contrario cuando se utiliza el quemador STICKTITE, las pérdidas de presión son grandes y tomando en cuenta que solo la longitud de la chimenea podría compensar estas pérdidas en una proporción de 0.006pulg H₂O/pie de chimenea la longitud de esta resulta muy grande, por lo cual se utilizará un ventilador acoplado al quemador que proporcionará un tiro forzado que traerá como consecuencia que la chimenea tenga la misma altura de una en la que el quemador sea TUBE-O-FLAME.

5.4 COMPARACIÓN ENTRE LOS QUEMADORES

Tabla N°11. Comparación entre los dos tipos de quemadores en estudio, STICKTITE y TUBE-O-FLAME y los diferentes parámetros de diseño, para un flujo de agua de 1318 lb/h.

VARIABLE	STICKTITE	TUBE-O-FLAME
Diámetro del tubo de fuego, (pulg)	10	6
Longitud del tubo de fuego, (pie)	9	10,2
Densidad de flujo de calor por convección, (Btu/hpie ²)	2693	6864
Densidad de flujo de calor por radiación, (Btu/hpie ²)	3905	2106
Coefficiente de transferencia de calor por convección, (Btu/hpie ² °F)	2,6	6,2
Coefficiente de transferencia de calor por radiación, (Btu/hpie ² °F)	2,7	1,4
Area de transferencia de calor (pie ²)	25,6	17,7

En los resultados obtenidos de la comparación de los dos tipos de quemadores se dejaron todas las variables que afectan el diseño del calentador fijas, menos el flujo de la corriente de proceso, de manera de variar la cantidad de calor requerida

y el tipo de quemador. En la tabla N°11 se aprecia que efectivamente cuando el quemador es TUBE-O-FLAME, la densidad de flujo de calor aumenta, por lo que el área de transferencia disminuye. Cuando el quemador es TUBE-O-FLAME, aunque el calor transferido por efecto radiativo disminuye, debido a que la emisividad es directamente proporcional al diámetro del tubo de fuego y esta también es directamente proporcional al flujo de calor, la transferencia de calor por efecto convectivo aumenta en mayor medida, esto se debe a dos razones principalmente; primero a que como disminuye el diámetro del tubo de fuego, aumenta la velocidad de los gases de combustión y por ende el número de Reynolds y este último es directamente proporcional al coeficiente de transferencia de calor por convección y la segunda razón es que en el número de Nusselt el diámetro del tubo es inversamente proporcional al coeficiente de transferencia de calor.

Tabla N°12. Comparación de parámetros térmicos entre ambos quemadores para una misma cantidad de calor transferido.

Calor transferido, (Btu/h)	STICKTITE		TUBE-O-FLAME	
	Diámetro del tubo de fuego, (pulg)	Temperatura Promedio de pared (°F)	Diámetro del tubo de fuego, (pulg)	Temperatura Promedio de pared (°F)
300500	6	374	6	333
718700	8	317	6	374
1018200	10	280	8	320
1317700	12	261	8	330
1617200	12	270	8	357
1916600	16	240	10	311
2695200	16	253	10	339
3593700	20	232	12	312
4492100	20	236	16	272

En la tabla anterior se aprecia que, para una misma cantidad de calor transferido, el diámetro del tubo de fuego utilizando un quemador TUBE-O-FLAME es siempre menor que cuando se utiliza un quemador modelo STICKTITE, pero sin embargo el efecto en la temperatura es inverso, es decir, cuando se utiliza un quemador STICKTITE las temperaturas de pared son menores; lo que significa que el tubo de fuego acoplado a este quemador va a tener una vida útil un poco mayor que aquel tubo de fuego acoplado a un quemador modelo TUBE-O-FLAME. Otro aspecto importante que se puede tomar de esta tabla es que evidentemente existe un aumento de la temperatura de pared si aumenta la cantidad de calor transferido cuando el diámetro del tubo de fuego se mantiene constante.

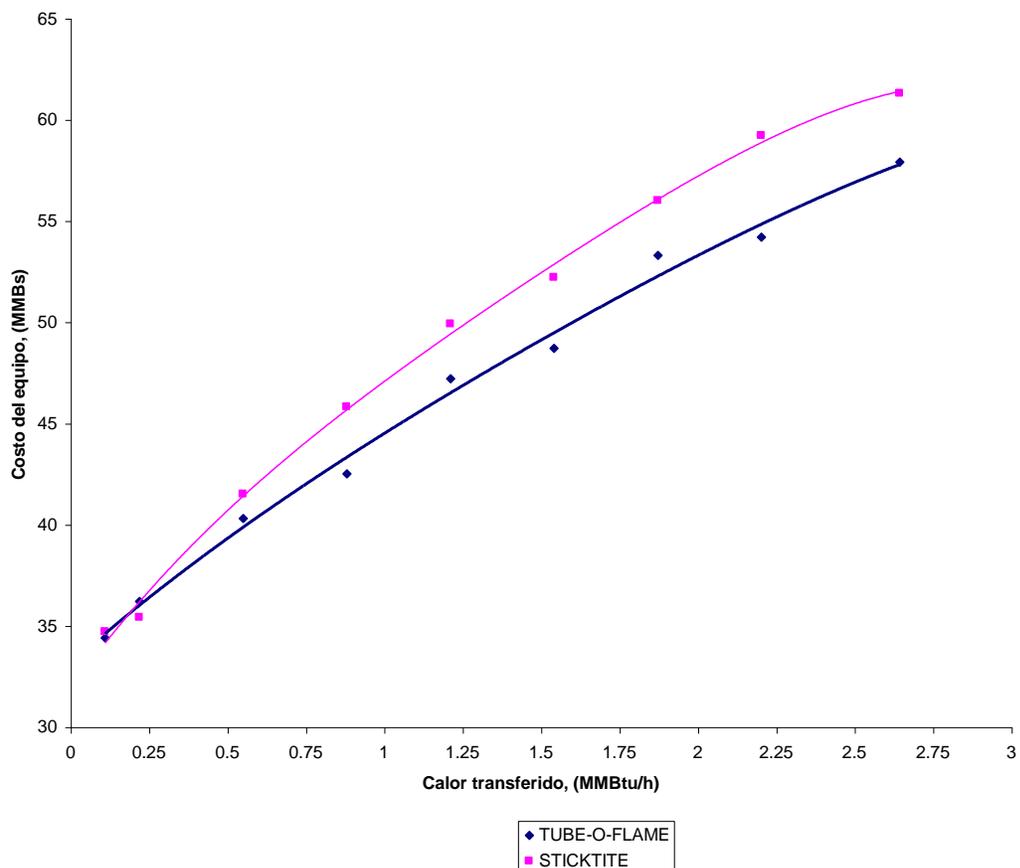


FIGURA N°20. Comparación del precio total del equipo cuando se utilizan en ellos cada uno de los quemadores

En la representación gráfica que para flujos de calores similares el precio del equipo utilizando un quemador STICKTITE siempre es mayor que cuando el equipo tiene acoplado un quemador TUBE-O-FLAME, esto se debe a que como se dijo anteriormente con este quemador se obtienen áreas de transferencia menores, lo que se traduce en tubos de fuego más pequeños y por consiguiente de menor precio, además se debe tomar en cuenta que el quemador STICKTITE debe llevar acoplado un soplador-mezclador que incrementa el precio del equipo.

El estudio del tipo de quemador demuestra que la utilización del TUBE-O-FLAME muestra ventajas comparativas frente al otro modelo en términos de las variables de densidad de flujo de calor y por sobre todas las cosas por su menor costo, debido a que el aspecto económico es el factor imperante en lo que diseño alguno respecta

Los precios de los equipos arrojados por DECAP, contempla costos estimados de instrumentación, contenedor, tubo de fuego así como la mano de obra de elaboración del contenedor y no se incluyen los costos en que se puedan incurrir por concepto de instalación de la instrumentación; además esta estimación entra en la categoría de evaluación económica clase 5 la cual puede contemplar errores de hasta un 40%.

Se hizo un estudio a nivel de precios en los equipos, obteniendo desviaciones de alrededor del 10% comparándolos con equipos similares a estos, lo que hace que la estimación de costos que arroja DECAP se acerque en buena medida a los precios de mercado, aunque para no comprometer a esta estimación se considere como una clase 5. Los valores con los que fue comparada no se muestran ya que la empresa que cedió esta información no quiere que sea divulgada.

Debido a las temperaturas de pared en el tubo de fuego se origina ebullición alrededor de este, sin embargo la diferencia entre esta temperatura y la de

saturación del fluido es tal que no existe riesgo de llegar al punto de flujo de calor crítico.

6 CONCLUSIONES

- DECAP es un programa de fácil interacción software-usuario que permite, a partir de la mínima cantidad necesaria de datos de entrada, obtener los parámetros de diseño y evaluación más importantes para un calentador de fuego directo.
- Tanto para el diseño como para la evaluación DECAP ofrece una gran confiabilidad debido a las pequeñas desviaciones resultantes.
- El quemador STICKTITE debe operar a tiro forzado.
- Cuando se tienen altos valores de densidades de flujo de calor y áreas de transferencia pequeñas, se obtienen mayores temperatura de pared y como consecuencia se acorta así la vida útil del equipo.
- El Área de transferencia de calor disminuye notablemente cuando se usa el quemador TUBE-O-FLAME, al compararlo con el STICKTITE.
- La resistencia controlante a la transferencia de calor en los calentadores de fuego directo la proporciona aquella interna al tubo de fuego.
- Los quemadores modelo TUBE-O-FLAME dan lugar a mayores temperaturas de pared en el tubo de fuego.
- La ebullición no provoca problemas operacionales, como el colapso ó ruptura del tubo.

7 RECOMENDACIONES

- Al ser DECAP un programa este está abierto hacia cualquier propuesta para mejorar y aumentar sus posibilidades en futuras versiones.
- Al tener el quemador TUBE-O-FLAME una capacidad máxima de 4,5 MMBtu/h se podría agregar la posibilidad de diseñar el calentador con dos tubos de fuego en su interior, de manera de poder aportar más flujo de calor a una corriente de proceso que así lo requiera.
- Ya que DECAP realiza sus cálculos en una hoja de Excel que debe estar abierta mientras el programa se encuentra en uso, se debe tratar de proteger esta, de manera que no sea modificada y se afecten los cálculos que ella realiza.
- Afinar la estimación de costos del programa de manera de aumentar la confiabilidad del usuario en este aspecto.

8 BIBLIOGRAFIA

- AVILA B., A.J.; MARTINEZ R., A.. "Simulación numérica de procesos de transferencia de calor y caídas de presión en bancos de tubo de calentadores de crudos de fuego indirecto". Tesis UCV. Caracas, 1998.
- Catalogo de quemadores MAXON, Serie 2200 y 3300.
- CEVALLOS, Francisco J.; "Enciclopedia de VISUAL BASIC". Alfaomega grupo editor. México, 1997.
- SILVERBERG, Peter M. Chemical engineering, Octubre 1999.
- GARG Ashutosh,"Better burner specifications", Hydrocarbon Processing, Agosto 1999.
- INCROPERA, Frank P.; DeWITT, David P., "Fundamentos de transferencia de calor". Prentice Hall. México, 1999.
- KERN Q., Donald. "Procesos de transferencia de calor". McGraw Hill,.Tokio, 1990.
- KREITH, Frank. "Principios de transferencia de calor". Editorial Herrero Hermanos sucesores. México, 1970.
- Manual CONFAB, Manual de operación de calentadores de crudo. Corpoven,1994.

- Manual del GPSA. Sección 8. Equipos de fuego.
- MILLS, Anthony, "Transferencia de calor". Editorial IRWIN. España, 1995.
- SMITH, Carlos A. CORRIPIO, Armando B. "Control automático de procesos". Editorial Limusa. México. 1999.
- WELTY, James R.; WICKS, Charles E; WILSON, Robert E., "Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa". Editorial Limusa. México, 1999.
- www.heaterdesign.com

9 APÉNDICES

INDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1	ANTECEDENTES	2
1.2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.3	OBJETIVOS	4
1.3.1	GENERAL.....	4
1.3.2	ESPECÍFICOS.....	4
2	REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO.....	5
2.1.1	<i>PARTES ESENCIALES DE UN CALENTADOR PIROTUBULAR</i>	<i>7</i>
2.1.1.1	TANQUE O CUERPO DEL CALENTADOR.....	7
2.1.1.2	TUBO DE FUEGO.....	8
2.1.1.3	QUEMADORES	9
2.1.1.4	CHIMENEA	11
2.1.1.5	INSTRUMENTACIÓN	11
2.1.2	<i>DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.</i>	<i>12</i>
2.1.3	<i>SISTEMA DE CONTROL DEL CALENTADOR</i>	<i>13</i>
2.1.3.1	CONTROL DE COMBUSTIÓN.....	13
2.1.3.2	CONTROL CONTINUO.....	14
2.1.4	<i>ASPECTOS ASOCIADOS A LA OPERACIÓN DEL CALENTADOR PIROTUBULAR</i>	<i>14</i>
2.1.4.1	RUIDO.....	15
2.1.4.2	EMISIONES DE NO _x	15
2.2	COMBUSTIÓN.....	16
2.2.1	<i>REQUERIMIENTOS DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN.....</i>	<i>18</i>
2.3	PODER CALORÍFICO DE UN GAS.....	19
2.4	EFICIENCIA TÉRMICA	19
2.4.1	<i>EFICIENCIA TÉRMICA BRUTA.....</i>	<i>20</i>
2.4.2	<i>EFICIENCIA TÉRMICA NETA</i>	<i>20</i>

2.5 QUEMADORES	21
2.5.1 QUEMADORES CON PREMEZCLA	21
2.5.1.1 CARACTERÍSTICAS.....	22
2.5.1.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN	22
2.5.2 QUEMADORES SIN PREMEZCLA	23
2.5.2.1 CARACTERÍSTICAS.....	24
2.5.2.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN	24
2.6 TEMPERATURA.....	26
2.7 EBULLICIÓN.....	27
2.8 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	28
2.8.1 CONVECCIÓN.....	29
2.8.1.1 TIPOS DE FLUJO DE FLUIDOS.....	31
2.8.1.2 GRUPOS ADIMENSIONALES	32
2.8.1.2.1 Número de REYNOLDS.....	33
2.8.1.2.2 Número de PRANDTL.....	34
2.8.1.2.3 Número de NUSSELT	35
2.8.1.3 CONVECCIÓN INTERNA (FLUJO INTERNO).....	36
2.8.1.3.1 Flujo laminar.....	37
2.8.1.3.2 Flujo turbulento.....	37
2.8.1.4 CONVECCIÓN EXTERNA (FLUJO EXTERNO)	38
2.8.2 RADIACIÓN.....	40
2.8.2.1 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN	44
2.8.2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	45
2.8.2.3 TEMPERATURA INTERNA DE LA PARED DEL TUBO DE FUEGO.....	45
3 HERRAMIENTA DE PROGRAMACIÓN (VISUAL BASIC).....	46
4 METODOLOGÍA.....	51
4.1 ESTUDIO DE LOS CÓDIGOS NACIONALES E INTERNACIONALES.	51

4.2 DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS..	51
4.3 DESARROLLO DEL PROCEDIMIENTO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO.....	52
4.3.1 CRITERIOS DE DISEÑO DEL CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO.....	52
4.3.2 ALGORITMO DE CÁLCULO.....	54
4.4 ELABORACIÓN DEL MODELO EN LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN.....	61
4.5 VALIDACIÓN DEL MODELO	62
5 RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	63
5.1 DECAP.....	63
5.2 EVALUACIÓN	70
5.3 DISEÑO	72
5.4 COMPARACIÓN ENTRE LOS QUEMADORES.....	76
6 CONCLUSIONES.....	81
7 RECOMENDACIONES.....	82
8 BIBLIOGRAFÍA.....	83
9 APÉNDICES.....	85

INDICE DE FIGURAS

FIGURA N°1. DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UN CALENTADOR PIROTUBULAR.	¡ERROR!
MARCADOR NO DEFINIDO.	
FIGURA N°2. TUBO DE FUEGO DE UN CALENTADOR PIROTUBULAR	8
FIGURA N°3. QUEMADOR STICKTITE	10
FIGURA N°4. QUEMADOR TUBE-O-FLAME	11
FIGURA N°5. SOPLADOR-MEZCLADOR PREMIX®	21
FIGURA N°6. COMPONENTES DEL QUEMADOR TUBE-O-FLAME	23
FIGURA N°7. “MODELO 67 TUBE-O-FLAME” DE MAXON. ACOPLADO AL TUBO DE FUEGO.	25
FIGURA N°8. DENSIDAD DE FLUJO DE CALOR COMO FUNCIÓN DEL EXCESO DE TEMPERATURA	27
FIGURA N°9. DESARROLLO DE LA CAPA LÍMITE HIDRODINÁMICA	32
FIGURA N°10. PRINCIPALES REGÍMENES DE FLUJO ALREDEDOR	38
FIGURA N°11. PLANTILLA DE FORMULARIO	48
FIGURA N°12. PLANTILLA II DE FORMULARIO DE VISUAL BASIC	49
FIGURA N°13. FORMULARIO INICIAL DEL PROGRAMA.	63
FIGURA N°14. FORMULARIO DE ENTRADA DE DATOS, CUANDO SE SELECCIONA LA OPCIÓN DE DISEÑO Y LA CORRIENTE DE PROCESO ES AGUA.....	64
FIGURA N°15. FORMULARIO DE ENTRADA DE DATOS, CUANDO SE SELECCIONA LA OPCIÓN DE DISEÑO Y LA CORRIENTE DE PROCESO ES CRUDO.	65
FIGURA N°16. FORMULARIO DE ENTRADA DE DATOS PARA LA EVALUACIÓN DE UN CALENTADOR OPERANDO CON AGUA.	66
FIGURA N°17. FORMULARIO DE ENTRADA DE DATOS PARA LA EVALUACIÓN DE UN CALENTADOR OPERANDO CON CRUDO.	67
FIGURA N°18. FORMULARIO DE SALIDA DE LOS RESULTADOS ARROJADOS POR DECAP PARA EL DISEÑO DE UN CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO..	68
FIGURA N°19. FORMULARIO DE SALIDA DE LOS RESULTADOS ARROJADOS POR DECAP PARA LA EVALUACIÓN DE UN CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO.	69
FIGURA N°20. COMPARACIÓN DEL PRECIO TOTAL DEL EQUIPO CUANDO SE UTILIZAN EN ELLOS CADA UNO DE LOS QUEMADORES	78

INDICE DE TABLAS

TABLA N°1. NIVELES DE EXCESO DE AIRE.	18
TABLA N°2. VALORES DEL NÚMERO DE PRANDTL PARA VARIOS FLUIDOS.	35
TABLA N°3. VALORES DE C Y M PARA LA ECUACIÓN XVI.	39
TABLA N°4. LONGITUD MEDIA DEL RAYO, L PARA DIVERSAS GEOMETRÍAS	43
TABLA N°5. ESPESOR DE PARED Y CORROSIÓN ADMISIBLE.....	53
TABLA N°6. EVALUACIÓN DE UN CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO OPERANDO CON UN FLUJO DE CRUDO DE 20000 BPD Y GRAVEDAD API DE 12,5, CON UNA TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE 512 °F.....	70
TABLA N°7. EVALUACIÓN DE UN CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO OPERANDO CON UN FLUJO DE CRUDO DE 10000 BPD Y GRAVEDAD API DE 12,5, CON UNA TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE 366 °F.....	70
TABLA N°8. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO DE UN CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO PARA UN FLUJO DE 1318 LB/H DE AGUA, ELABORADO POR UNA COMPAÑÍA CONSULTORA Y POR DECAP.	72
TABLA N°9. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO DE UN CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO PARA UN FLUJO DE 6592 LB/H DE AGUA, ELABORADO POR POR UNA COMPAÑÍA CONSULTORA Y POR DECAP	73
TABLA N°10. TEMPERATURA PROMEDIO DE LA PARED DEL TUBO DE FUEGO PARA DIFERENTES ÁREAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y DENSIDADES DE FLUJO DE CALOR.....	74
TABLA N°11. COMPARACIÓN ENTRE LOS DOS TIPOS DE QUEMADORES EN ESTUDIO, STICKTITE Y TUBE-O-FLAME Y LOS DIFERENTES PARÁMETROS DE DISEÑO, PARA UN FLUJO DE AGUA DE 1318 LB/H.....	76
TABLA N°12. COMPARACIÓN DE PARÁMETROS TÉRMICOS ENTRE AMBOS QUEMADORES PARA UNA MISMA CANTIDAD DE CALOR TRANSFERIDO.....	77

LISTA DE ABREVIATURAS

- A: Área de transferencia de calor. [pie^2]
Cp: Capacidad calorífica. [BTU/lb °F]
D: Diámetro del tubo de fuego [pie]
ETB: Eficiencia térmica bruta. [%]
ETN: Eficiencia térmica neta. [%]
F: Factor de forma. [adim]
f: Factor de fricción. [adim]
h: Coeficiente de trans, de calor convectivo. [BTU/hr pie^2 °F]
k: Conductividad térmica de la pared. [BTU/h pie^2 °F]
L: Longitud característica. [pie]
LMTD: Diferencia de temperatura media neperiana. [°F]
m: Flujo másico. [lb/h]
Nu: Número de Nusselt. [adim]
PCB: Poder calorífico bruto, [BTU/ lb].
PCN: Poder calorífico neto, [BTU/ lb].
Pr: Número de Prandtl. [adim]
q": Calor transferido por unidad de área. [BTU/h pie^2]
Q_T: Calor transferido. [BTU/h]
Re: Número de Reynolds. [adim]
S: Espesor de la pared, [pie]
T: Temperatura. [°F]
T_m: Temperatura media. [°F]
V: Velocidad del fluido [pie/h]

GRIEGAS

- ρ : Densidad a la temperatura del fluido [lbr/ pie^3].

σ : Constante de Stefan—Boltzmann, [BTU/hr pie² °R⁴]

ρ : Densidad del fluido [lb/pie³]

ε : Emisividad. [adim]

μ : Viscosidad a la temperatura de película [lb/h pie]

ΔT : Diferencia de temperatura [°F].

SUB-INDICES

C: convectivo.

DB: Disponible bruto.

DN: Disponible neto.

EG: Entrada de los gases

EL: Entrada del liquido.

G: Gases.

G: Global

I: Interno

L: Liquido

LL: Llama

O: Externo

P: Pared.

PE: Pared externa

PEL: Película

R: Radiativo

SG: Salida de los gases

SL: Salida del liquido.

T: Tubo.

T: Transferido necesario

TA: Aportado por el combustible

APENDICE A

PROPIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DE CRUDOS Y AGUA

En este apéndice se establecieron las correlaciones utilizadas en el trabajo para la obtención de las diferentes propiedades físico-químicas de los crudos de la Faja Petrolífera del Orinoco (F.P.O.) que son aquellos crudos que por ser pesados y extrapesados necesitan el tratamiento térmico que proporciona el calentador de fuego directo para disminuirles la viscosidad y facilitar su bombeo y del agua que es el otro fluido de interés del presente trabajo.

A.1 CRUDOS

A.1.1 Reología

La determinación de los gradientes de presión y temperatura en el flujo de crudos pesados y extrapesados de la Faja Petrolífera del Orinoco, mediante los métodos de cálculos desarrollados para flujo Newtoniano, conduciría a errores considerables si se supone este comportamiento reológico sin previo análisis. Sobre este particular se consultaron diferentes trabajos.

Rojas (1977) presenta resultados experimentales del comportamiento reológico de crudos extrapesados de la F.P.O., con gravedades específicas entre 8,6 y 12 °API. En sus experimentos ensayó con muestras de crudo Jobo (grupo II), Pao XI, Melones y Morichal (grupo I). Entre las conclusiones más importantes, Rojas establece que los crudos pesados analizados tienen un comportamiento de plástico de Bingham, mostrando una tendencia al comportamiento Newtoniano a temperaturas del orden de 65,6°C.

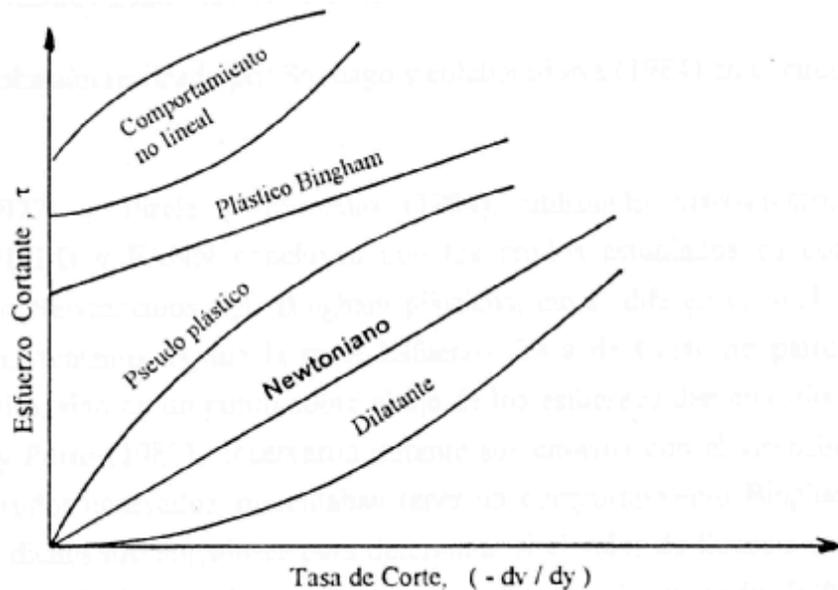
Chirinos y Layrisse (1981), presentan estudios experimentales sobre el comportamiento reológico de crudos Jobo (8,6 °API) y Cerro Negro (8,3 °API).

Como resultados establecen que los crudos siguen un comportamiento Newtoniano.

Cardoza y Porto (1982) presentaron un trabajo sobre tres crudos de la F.P.O.. Los crudos analizados pertenecen a los pozos Melones G-39 (9,6 °API), Pao I-X (8,4 °API), y Morichal (8,6 °API). Como conclusiones, obtuvieron que los crudos estudiados se comportan como fluidos Newtonianos.

Chirinos y colaboradores (1984) reportaron resultados experimentales de más de 250 crudos extrapesados (7,6 – 11,4 °API) los cuales se comportaron como fluidos Newtonianos.

FIGURA Nº A.1 Diagrama reológico con comportamientos independientes del tiempo.



Basándonos en los estudios realizados por: Rojas (1977), Chirinos y Layrisse (1981), Cardoza y Porto (1982) y Chirinos y colaboradores (1984) podemos concluir que los crudos pesados y extrapesados de la F.P.O. se comportan como fluidos Newtonianos.

A.1.2 Viscosidad Cinemática.

En esta sección se describen las correlaciones para el cálculo de la viscosidad en función de la temperatura, para los crudos pesados y extrapesados de la F.P.O..

De acuerdo con lo establecido por el INTEVEP (1984), la variación de la viscosidad con la temperatura de los crudos pesados, extrapesados, puede ser representada con muy buena exactitud por la ecuación de Wright sugerida por la ASTM (1984). La figura N° A.2 ilustra el comportamiento de la viscosidad cinemática con la temperatura, que obedece a la siguiente correlación.

$$\lg[\lg(z)] = A - B \times \lg(T) \quad (\text{A.1})$$

donde:

$$z = (\nu_c + 0,7 + C - D + E - F + G - H)$$

T = Temperatura, (°R)

A y B = constantes

ν_c = viscosidad cinemática del crudo libre de gas, (cst)

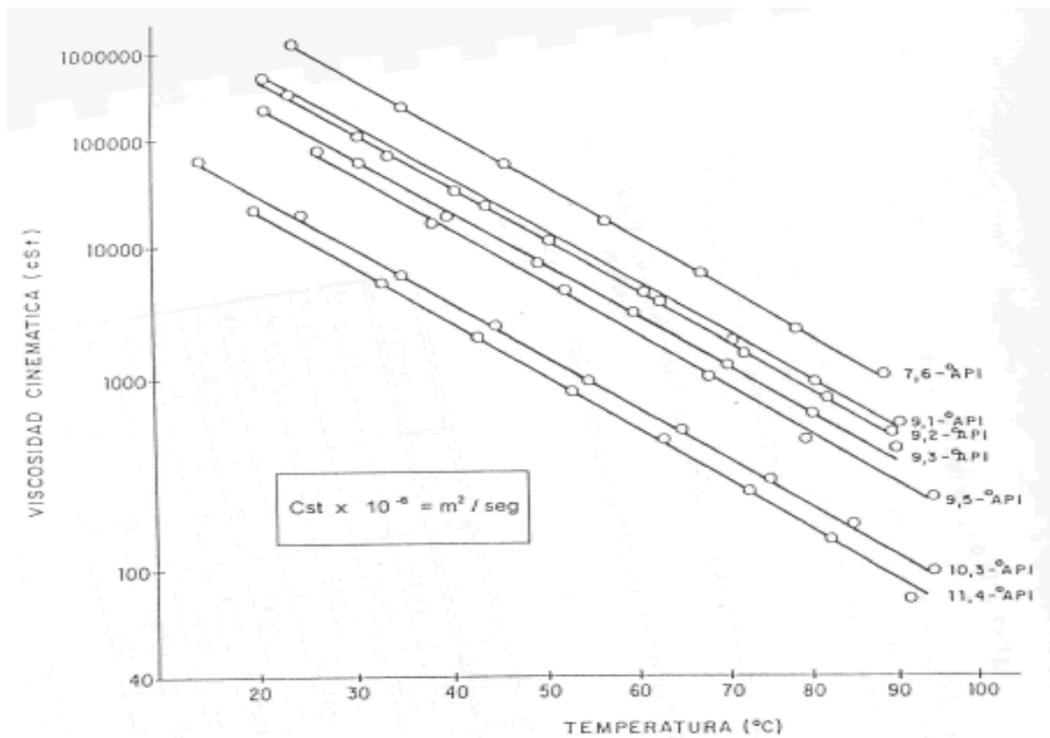
En el rango de $2 \cdot 10^{-7}$ a 2 cts., el valor de z puede ser aproximado a $z = (\nu_c + 0,7)$ por lo tanto, la ecuación A.1 puede expresarse de la siguiente manera.

$$\lg[\lg(\nu_c + 0,7)] = A - B \times \lg(T) \quad (\text{A.2})$$

Siempre que se disponga por lo menos de dos valores de viscosidad a las temperaturas correspondientes, se podrán determinar las constantes de la ecuación (A.2). La tabla N° A.2 contiene las constantes A y B para campos cuya data esta analizada.

Tabla Nº A.2 Constantes de la ecuación de Wright para crudos de la F.P.O.

Crudo	°API	A	B
Cerro Negro	8,3	10,5502	3,591
Pao I – X	8,4	9,9392	3,377
Jobo – Grupo I	8,6	10,7027	3,645
Jobo – JOC – 40	8,6	10,5657	3,592
Morichal Grupo II	8,6	9,8236	3,325
Jobo – Grupo II	9,3	10,7661	3,671
Melones G – 39	9,6	9,9975	3,401
Melones	11,1	10,0745	3,458
Morichal Grupo II	12,0	9,6942	3,321

FIGURA Nº A.2 Comportamiento de la viscosidad cinemática con respecto a la temperatura. Crudos de la F.P.O.

En el presente trabajo se utilizó la ecuación A.2 debido a que ya se conocen las constantes para varios tipos de crudos, además encontrar estas variables no representa un obstáculo, debido a que pueden obtenerse de datos experimentales muy fácilmente.

A.1.3 Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica o absoluta de los crudos fue determinada de la siguiente manera.

$$\mu_C = 3,875 \times 10^{-2} \times \nu_C \times \rho_C \quad (\text{A.3})$$

donde:

μ_C = viscosidad dinámica (lb/pie h).

ρ_C = densidad (lb/pie³).

A.1.4 Densidad de los crudos

Diferentes investigadores están de acuerdo en que la variación de la densidad con la temperatura comporta de una manera lineal, esto se puede apreciar en la figura N° A.3. INTEVEP (Chirinos, 1981) presenta la siguiente correlación para los crudos de la F.P.O.

$$\rho_C = -0,02141 \times (T - 60) + \rho_{C(s)} \quad (\text{A.4})$$

donde:

$\rho_{C(s)}$ = densidad del crudo a 20°C (lb/pie³)

T = Temperatura (°F)

Sabiendo que:

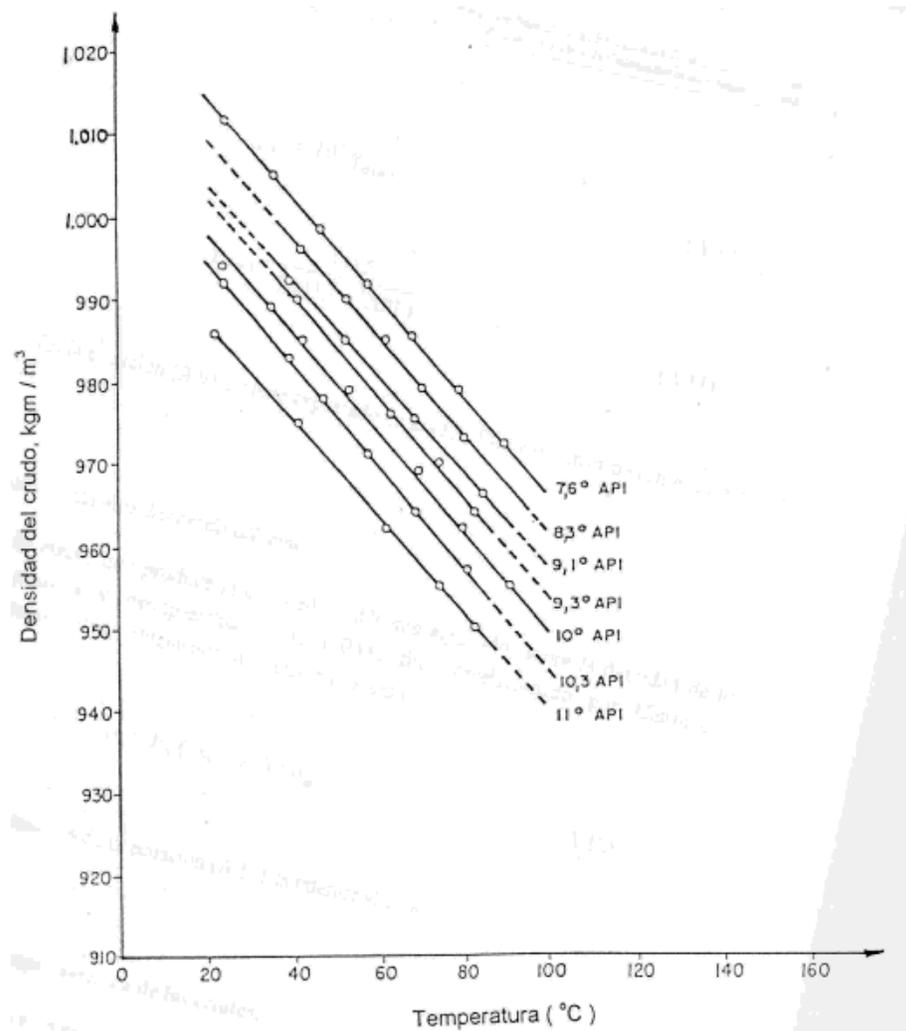
$$\rho_c = 62,49 \times g.e. \quad (A.5)$$

y

$$g.e. = \frac{141,5}{131,5 + ^\circ API} \quad (A.6)$$

La ecuación A.4 arroja un error de estimación de 0,1%.

FIGURA N° A.3 Variación de la densidad con respecto a la temperatura. Crudos de la F.P.O..



A.1.5 Conductividad térmica de los crudos

De acuerdo a las investigaciones realizadas (Chirinos, 1984) sobre el comportamiento de la conductividad térmica de los crudos pesados y extrapesados de la F.P.O., esta propiedad decrece linealmente con el aumento de la temperatura, como se observa en la figura N° A.4 y su estimación puede ser realizada mediante la ecuación empírica sugerida por Cragoe.

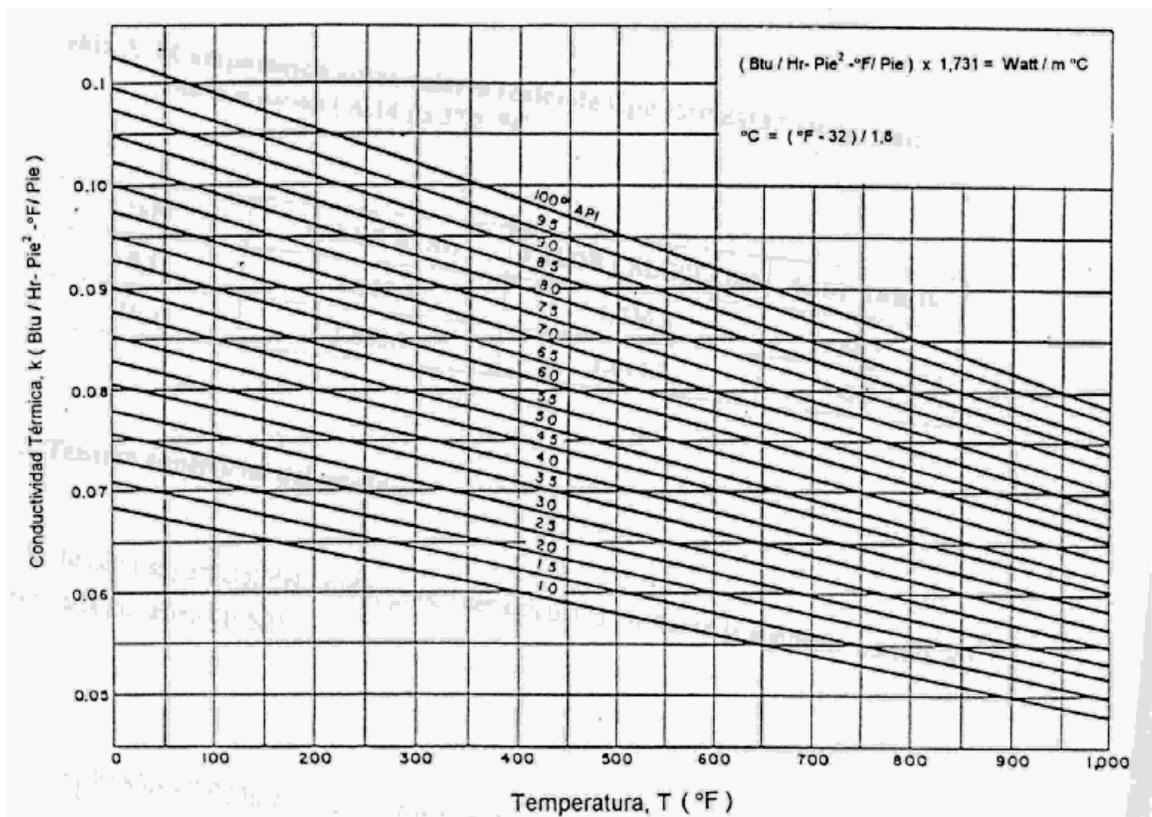
$$k_c = \frac{0,6773}{g.e.} \times [1,0096 - 0,0003T] \quad (A.7)$$

donde:

k_c = Conductividad térmica del crudo, (BTU/h pie °F).

T = Temperatura, (°F).

Figura N° A.4 Correlación de Cragoe para crudos con diferentes °API.



A.1.6 Calor específico

La falta de datos sobre el comportamiento del calor específico con respecto a la temperatura, hace indispensable considerar alguna correlación generalizada, se utilizó la correlación propuesta por Fortsch, ecuación A.8 , ya que al ser comparada con los datos reales de calores específicos de crudos de la F.P.O. se obtuvieron errores que no alcanzaban el 5 %. En la Tabla N° A.3 se observan estas comparaciones.

$$C_{pC} = 4,93 \times 10^{-7} \times [(2,1 - g.e.) \times (T + 670)] \quad (A.8)$$

donde:

C_{pC} = Calor específico del crudo, (BTU/lb °F).

T = Temperatura, (°F).

Tabla N°A.3 Comparación entre valores reales y valores arrojados por la ecuación A.8 a 100°F.

°API	Valor real	Valor calculado	% de error
9,1	0,431	0,415	-3,5
	0,444	0,434	-2,4

A.2 PROPIEDADES DEL AGUA

A.2.1 Densidad del agua líquida

Como se puede ver en figura N° A.5, la relación entre la densidad del agua de mar, con una concentración normal (salinidad) de 34,48 gr/Kg, y del “agua fresca”, no excede del 3%. Esto indica que no se incurren en errores considerables cuando se calcula la densidad del agua de mar, mediante la ecuación para el cálculo de la densidad de agua fresca. Para este cálculo se sugiere la ecuación siguiente en un rango de 0°C a 100°C.

$$\rho_a = 0,06243 \times \left(\frac{999,84 + 18,225 \times T - 7,922 \times 10^{-3} \times T^2 - 55,4485 \times 10^{-6} \times T^3 + 149,756 \times 10^{-9} \times T^4 - 393,295 \times 10^{-12} \times T^5}{1 + 18,1597 \times 10^{-3} \times T} \right) \quad (\text{A.9})$$

donde:

ρ_A = densidad del agua, (lb/pie³)

T = temperatura, (°C).

A.2.2 Viscosidad del agua líquida

En el cálculo de la viscosidad del agua se utilizó la ecuación de Beggs y Brills la cual es la más recomendada.

$$\mu_A = 2420 \times 10^{-3} e^{\left[0,52972 - 0,02662T + 1,982 \times 10^{-5} (1,8T + 32)^2 \right]} \quad (\text{A.10})$$

donde:

μ_A = viscosidad, (lb/pie h).

T = Temperatura, (°C).

Por otra parte, aunque muchos autores mencionan que la viscosidad del agua se incrementa con la salinidad, las variaciones en términos absolutos son despreciables, cuando se comparan los valores de viscosidad del agua de mar con la del agua fresca.

A.2.3 Calor específico

Para el cálculo del calor específico la correlación utilizada fue la de Osborne, sugerida por la mayoría de los autores basándose en que la diferencia entre la capacidad calorífica del agua de mar y la del agua fresca es ligeramente superior al 5% y sus valores arrojados garantizan resultados conservadores en el análisis térmico que se utilizará en la realización de este trabajo.

$$Cp_A = 2,39 \times 10^{-4} \times \left(4169,5 + 1,2029 \times \left[\left(\frac{T + 100}{100} \right) \right]^{5,26} + 46,71 \times 10^{-0,036 \times T} \right) \quad (\text{A.11})$$

donde:

Cp_A = Calor específico, (BTU/lb °F).

T = Temperatura, (°C).

A.2.4 Conductividad térmica

La conductividad térmica es otra de las singularidades en el comportamiento de las propiedades físicas del agua fresca. Para muchos de los líquidos, la conductividad disminuye con el aumento de la temperatura, pero el para el agua esto solo ocurre a partir de 120°C. Matemáticamente la conductividad térmica se puede expresar con la siguiente ecuación para temperaturas desde 0°C hasta 100°C preferiblemente

$$k_A = 0,57779 \times \left(0,5518 + 2,8184 \times 10^{-3} \times T - 1,9562 \times 10^{-5} \times T^2 + 4,4445 \times 10^{-8} \times T^3 \right) \quad (\text{A.12})$$

donde:

k_A = Conductividad térmica, (BTU/h pie °F),

T = Temperatura, (°C).

APENDICE B**GRAFICAS PARA EL CALCULO DEL CALOR
TRANSFERIDO POR RADIACIÓN**

En el siguiente apéndice se aprecian las figuras y gráficas necesarias para encontrar el calor transferido por radiación.

Figura Nº B.1 Emisividades de los gases de combustión.

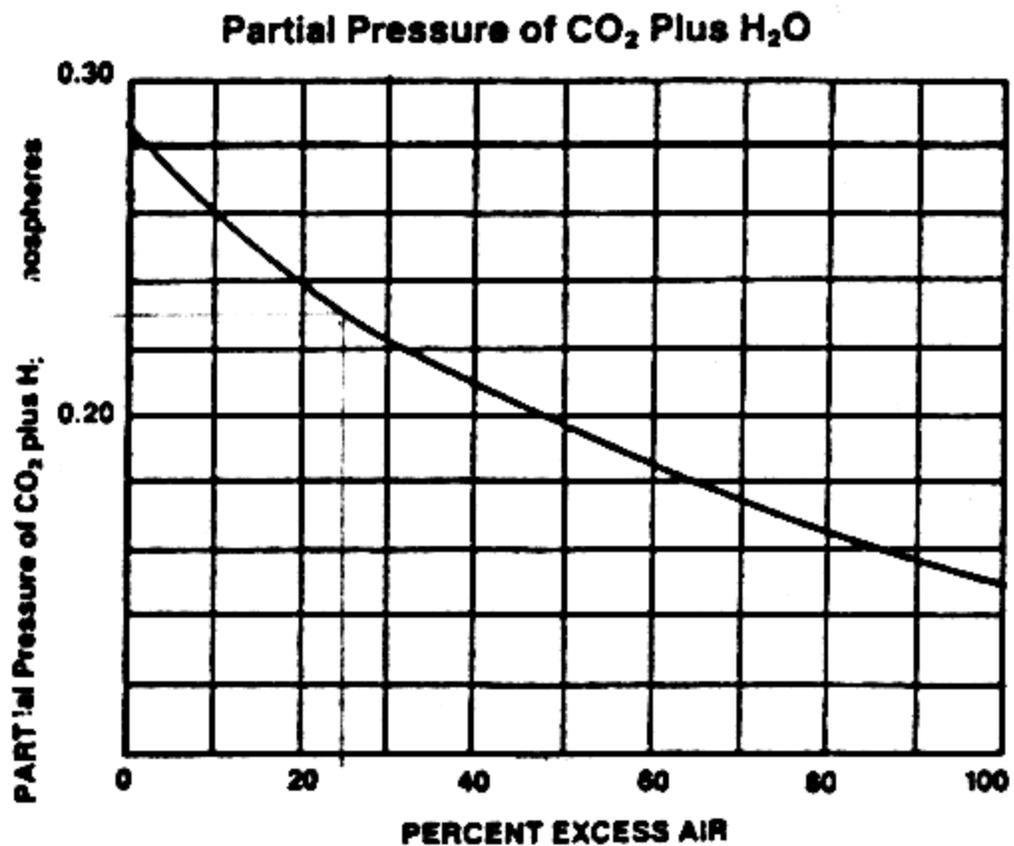


Figura N° B.2 Emisividades de superficies metálicas, algunos óxidos, refractarios y pinturas.

Normal Total Emissivity of Various Surfaces ³					
A. Metals and Their Oxides					
Surface	T, °F	Emissivity ^a	Surface	T, °F	Emissivity ^a
Aluminum			Iron oxide	930-2190	0.85-0.89
Highly polished plate, 98.3% pure	440-1070	0.039-0.057	Sheet steel, strong rough oxide layer	75	0.80
Polished plate	73	0.040	Dense shiny oxide layer	75	0.82
Rough plate	78	0.055	Cast plate:		
Oxidized at 1110°F	390-1110	0.11-0.19	Smooth	73	0.80
Aluminum-surfaced roofing	100	0.216	Rough	73	0.82
Calorized surfaces, heated at 1110°F			Cast iron, rough, strongly oxidized	100-480	0.95
Copper	390-1110	0.18-0.19	Wrought iron, dull oxidized	70-680	0.94
Steel	390-1110	0.52-0.57	Steel plate, rough	100-700	0.94-0.97
Brass			High temperature alloy steels (see Nickel Alloys)		
Highly polished:			Monel metal, oxidized at 1110°F	390-1110	0.41-0.46
73.2% Cu, 26.7% Zn	476-674	0.028-0.031	Nickel		
62.4% Cu, 36.8% Zn, 0.4% Pb, 0.3% Al	494-710	0.033-0.037	Electropolated on pickled iron, not polished	68	0.11
82.9% Cu, 17.0% Zn	530	0.030	Plate, oxidized by heating at 1110°F	390-1110	0.37-0.48
Chromium; see Nickel Alloys for Ni-Cr steels	100-1000	0.08-0.28	Nickel oxide	1200-2290	0.59-0.86 ^b
Copper			Nickel alloys		
Commercial, emiered, polished, but pits remaining	66	0.030	Chromnickel	125-1894	0.64-0.76
Commercial, scraped shiny but not mirror-like	72	0.072	Nickelin (18-32 Ni; 55-68 Cu; 20 Zn), gray oxidized	70	0.262
Polished	242	0.023	KA-2S alloy steel — (8% Ni; 18% Cr), light silvery, rough, brown, after heating	420-914	0.44-0.36
Plate, heated long time, covered with thick oxide layer	77	0.78	After 42 hr. heating at 980°F	420-980	0.62-0.73
Cuprous oxide	1470-2010	0.66-0.54	NCT-3 alloy (20% Ni; 25% Cr.), brown, splotted, oxidized from service	420-980	0.90-0.97
Iron and steel			NCT-6 alloy (60% Ni; 12% Cr), smooth, black, firm adhesive oxide coat from service	520-1045	0.89-0.62
Metallic surfaces (or very thin oxide layer):			Tin—bright tinned iron sheet	76	0.043 and 0.064
Cast iron, polished	392	0.21	Zinc		
Ground sheet steel	1720-2010	0.55-0.61	Commercial, 99.1% pure, polished	440-620	0.045-0.053
Smooth sheet iron	1650-1900	0.55-0.60	Oxidized by heating at 750°F	750	0.11
Oxidized surfaces:			Galvanized sheet iron, fairly bright	82	0.228
Iron plate, pickled, then rusted red	68	0.612	Galvanized sheet iron, gray oxidized	75	0.276
Completely rusted	67	0.685			
Rolled sheet steel	70	0.657			
Oxidized iron	212	0.736			
Cast iron, oxidized at 1100°F	390-1110	0.64-0.78			
Steel, oxidized at 1100°F	390-1110	0.79			
B. Refractories, Building Materials, Paints, and Miscellaneous					
Asbestos			Oil layers on polished nickel (lube oil)	68	
Board	74	0.96	Polished surface, alone		0.045
Paper	100-700	0.93-0.945	+ 0.001-in. oil		0.27
Brick			+ 0.002-in. oil		0.46
Red, rough, but no gross irregularities	70	0.93	+ 0.005-in. oil		0.72
Silica, unglazed, rough	1832	0.80	Infinitely thick oil layer		0.82
Silica, glazed, rough	2012	0.85	Oil layers on aluminum foil (linseed oil)		
Grog brick, glazed	2012	0.75	Al foil	212	0.087 [†]
See Refractory Materials below.			+ 1 coat oil	212	0.561
Carbon			+ 2 coats oil	212	0.574
T-carbon (Gebr. Siemens) 0.9% ash	260-1160	0.81-0.79	Paints, lacquers, varnishes		
(this started with emissivity at 260°F of 0.72, but on heating changed to values given)			Snowwhite enamel varnish on rough iron plate	73	0.906
Enamel, white fused, on iron	66	0.897	Black shiny lacquer, sprayed on iron	76	0.875
Glass, smooth	72	0.937	Black shiny shellac on tinned iron sheet	70	0.821
Gypsum, 0.02 in. thick on smooth or blackened plate	70	0.903	Black matte shellac	170-295	0.91
Marble, light gray, polished	72	0.931	Black lacquer	100-200	0.80-0.95
Dak, planed	70	0.895	Flat black lacquer	100-200	0.96-0.98

Figura N° B.3 Emisividades de los gases de combustión.

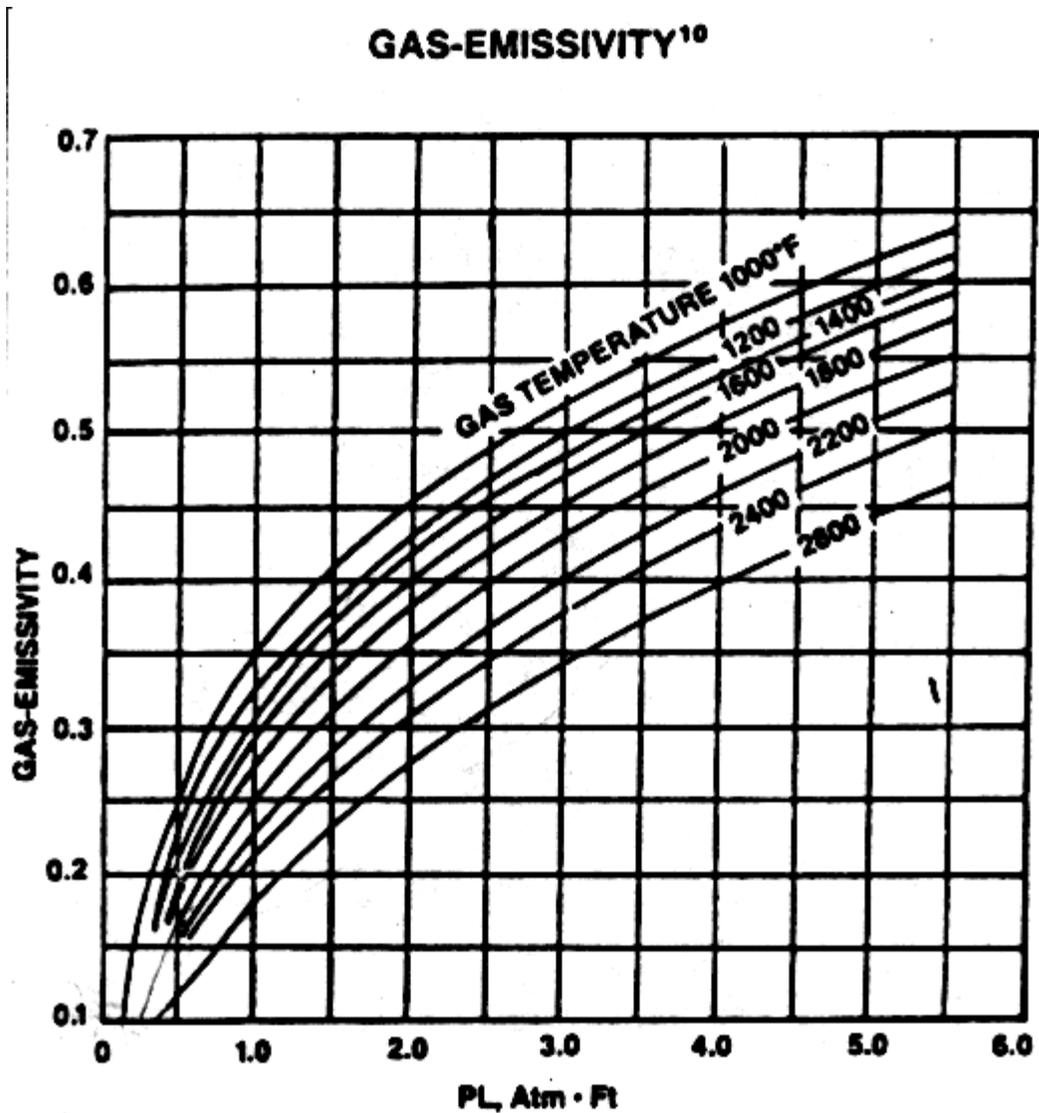
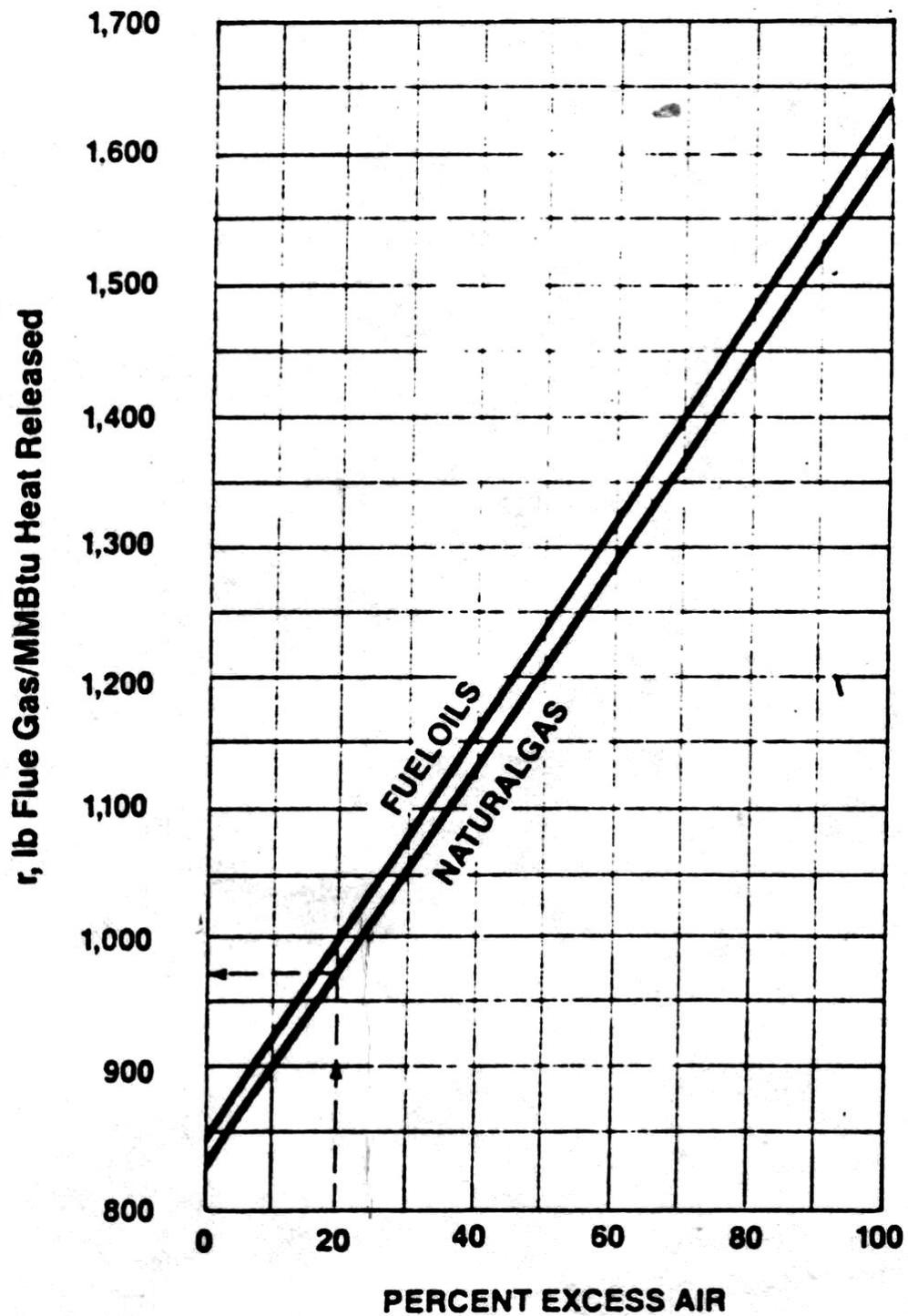


Figura N° B.4 Relación del flujo másico de los gases de combustión y el calor liberado en función del exceso de aire para gas y fuel oil.



APENDICE C

TABLAS DE DATOS DE LOS QUEMADORES Y MONTAJE DEL TREN DE GAS

C.1 QUEMADOR “STICKTITE™ NOZZLES”

Figura N° C.1.1 Montaje del tren de gas.

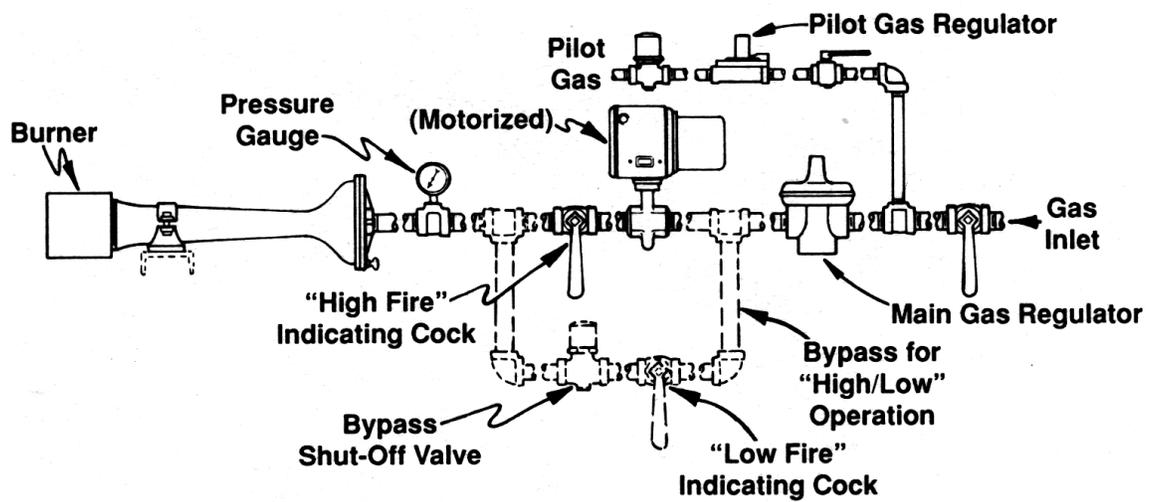


Figura N° C.1.2 Tamaño del quemador en función de la capacidad calórica y presión de gas disponible, para el 80% de aire primario inspirado.

Capacity/Selection Data VENTITE™ Inspirator and STICKTITE™ Nozzle

SCFH natural gas capacities when firing into balanced combustion chamber pressure
(0 to -0.05" wc static pressure) – Under these firing conditions, approximately 80% primary air inspiration is expected. **Do not fire on propane gas with these conditions.**

VENTITE™ Inspirator Size with single STICKTITE™ Nozzle size	Inspirator's Spud Orifice Drill Size area of spud orifice in square inches	Natural Gas ① Pressures (PSIG) measured at VENTITE™ Inspirator Inlet												
		1 Min.	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25 ②	30 ②
1" HD- 1" -9	#56 .00169	24	33	39	45	50	54	62	69	74	83	94	104	114
1-1/4" HD- 1-1/4" -14	#51 .00353	39	54	66	76	86	92	105	119	130	143	165	185	200
1-1/2" HD- 1-1/2" -18	#36 .0089	85	118	144	167	183	203	235	267	285	320	370	405	425
2" HD- 2" -24	#33 .01003	114	157	187	213	237	258	299	335	368	416	490	565	638
2-1/2" HD- 2-1/2" -27	#30 .01297	146	200	241	275	304	333	384	430	470	530	620	720	810
3" HD- 3" -30	9/64" .01553	172	238	284	324	360	393	454	508	560	631	743	855	968
4" HD- 4" -41	13/64" .03241	360	495	592	673	750	818	945	1060	1170	1317	1550	1780	2020
5" HD- 5" -50	17/64" .05542	610	840	1005	1140	1275	1380	1605	1790	1980	2240	2635	3030	3425
6" HD- 6" -60	19/64" .06922	765	1055	1260	1435	1590	1740	2005	2250	2500	2800	3300	3800	4300
8" HD- 8" -88	13/32" .1296	1360	1870	2240	2550	2830	3100	3575	4000	4400	4980	5860	6750	7600

① Gross heating value of natural gas assumed to be 1000 Btu/ft³ and specific gravity 0.60

② Inlet gas pressures above 20 PSIG on a VENTITE™ Inspirator often result in higher noise levels

Figura N° C.1.3 Tamaño del quemador en función de la capacidad calórica y presión de gas disponible, para el 65% de aire primario inspirado.

Capacity/Selection Data VENTITE™ Inspirator and STICKTITE™ Nozzle

SCFH gas capacities when firing into slightly negative combustion chamber pressure
(-0.05 to -0.15" wc static pressure) – Under these firing conditions, approximately 65% primary air inspiration is expected.

VENTITE™ Inspirator Size with single STICKTITE™ Nozzle size	Inspirator's Spud Orifice Drill Size area of spud orifice in square inches	Fuel Gas Type ① (SCFH)	Gas Pressures (PSIG) measured at VENTITE™ Inspirator Inlet												
			1 Min.	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25 ②	30 ②
1" HD- 1" -9	#55 .00212	Natural	30	41	49	56	62	67	78	87	95	106	123	140	156
	#59 .00132	Propane	12	16	20	22	24	27	31	35	38	42	49	56	62
1-1/4" HD- 1-1/4" -14	#46 .00515	Natural	59	81	98	112	124	135	156	175	192	215	252	287	320
	#52 .00317	Propane	24	32	39	45	50	54	62	70	77	86	101	115	128
1-1/2" HD- 1-1/2" -18	#31 .01131	Natural	122	169	203	232	257	283	327	367	400	450	528	600	660
	#41 .00724	Propane	50	68	81	93	103	113	131	147	160	180	211	240	264
2" HD- 2" -24	#27 .01629	Natural	188	259	309	352	391	425	493	552	607	687	808	930	1050
	#32 .01057	Propane	75	104	124	141	156	170	197	221	243	275	323	372	420
2-1/2" HD- 2-1/2" -27	#19 .02164	Natural	238	325	393	448	497	542	625	700	770	875	1030	1185	1335
	#29 .01453	Propane	95	130	154	180	199	217	250	280	308	350	412	475	534
3" HD- 3" -30	#13 .02688	Natural	294	404	484	552	613	669	772	864	955	1075	1265	1450	1650
	#25 .01755	Propane	118	162	194	221	245	267	310	346	382	430	506	580	660
4" HD- 4" -41	17/64" .05542	Natural	605	835	1000	1135	1265	1375	1595	1780	1965	2220	2610	3000	3400
	#3 .03563	Propane	242	335	400	455	508	550	638	712	790	890	1040	1200	1360
5" HD- 5" -50	#Q .08657	Natural	938	1295	1545	1750	1960	2125	2465	2755	3040	3440	4050	4650	5260
	17/64" .05542	Propane	375	518	620	700	785	850	985	1100	1215	1375	1620	1860	2100
6" HD- 6" -60	3/8" .0014	Natural	1155	1590	1900	2170	2400	2620	3025	3390	3750	4225	4975	5725	6460
	#N .07163	Propane	462	636	760	870	960	1050	1210	1330	1500	1690	1990	2300	2580
8" HD- 8" -88	17/32" .2217	Natural	2130	2935	3500	4000	4440	4850	5600	6260	6900	7800	9180	10600	11900
	27/64" .1398	Propane	850	1170	1400	1600	1780	1940	2240	2500	2760	3120	3670	4240	4760

① Gross heating value of natural gas assumed to be 1000 Btu/ft³ and specific gravity 0.060; propane gas to be 2500 Btu/ft³ with specific gravity of 1.55

② Inlet gas pressures above 20 PSIG on a VENTITE™ Inspirator often result in higher noise levels

Figura N° C.1.4 Tamaño del quemador en función de la capacidad calórica y presión de gas disponible, para el 50% de aire primario inspirado.

Capacity/Selection Data VENTITE™ Inspirators and STICKTITE™ Nozzle

SCFH capacities when firing into high negative combustion chamber pressure

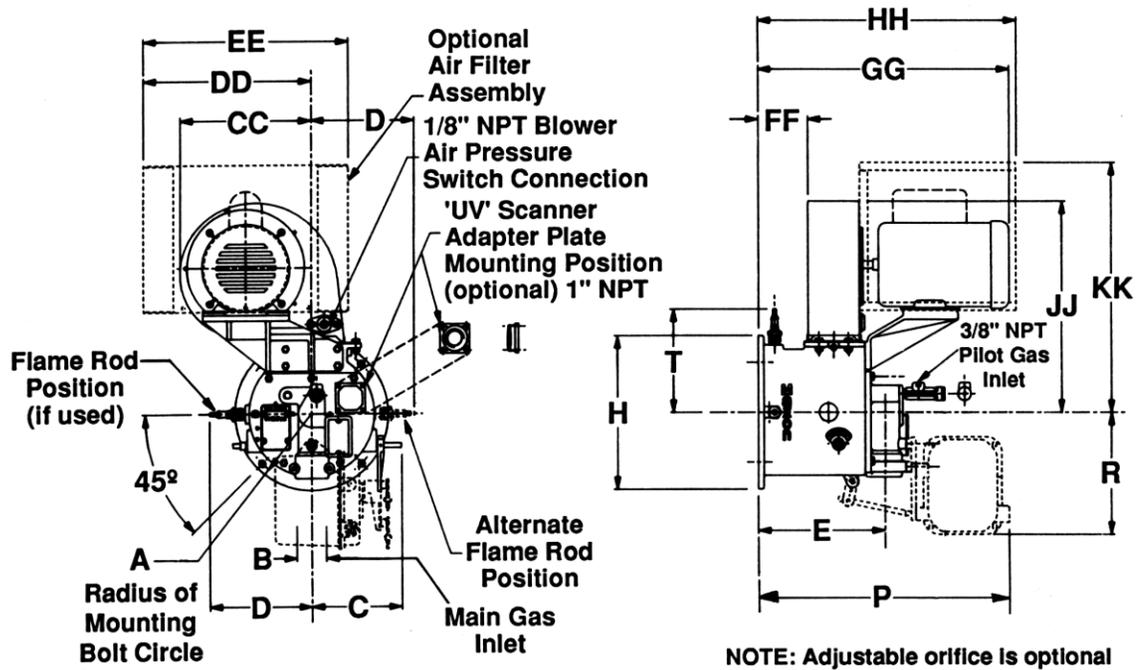
(-0.15 to -0.3" wc static pressure) – Under these firing conditions, approximately 50% primary air inspiration is expected.

VENTITE™ Inspirator Size with single STICKTITE™ Nozzle size	Inspirator's Spud Orifice Drill Size area of spud orifice in square inches	Fuel Gas Type ① (SCFH)	Gas Pressures (PSIG) measured at VENTITE™ Inspirator Inlet												
			1 Min.	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20	25 ②	30 ②
1" HD- 1" -9	#53 .00278	Natural	35	48	58	66	73	80	93	104	115	129	152	175	198
	3/64" .00173	Propane	14	19	23	26	29	32	37	42	45	51	61	70	79
1-1/4" HD- 1-1/4" -14	#42 .00687	Natural	78	108	129	147	161	178	206	230	254	286	338	388	440
	#49 .00419	Propane	31	43	52	59	64	71	82	92	101	114	135	155	176
1-1/2" HD- 1-1/2" -18	#29 .01453	Natural	159	219	262	296	331	362	418	467	516	581	685	790	895
	7/64" .0094	Propane	64	87	105	118	131	145	168	186	206	233	274	316	358
2" HD- 2" -24	11/64" .0232	Natural	262	360	430	490	545	592	686	768	846	958	1125	1295	1465
	#29 .01453	Propane	105	144	172	196	218	237	274	306	338	383	450	518	586
2-1/2" HD- 2-1/2" -27	#10 .02941	Natural	330	450	545	620	690	750	865	970	1070	1220	1440	1650	1860
	#23 .01863	Propane	132	180	217	247	276	300	346	388	428	487	575	660	742
3" HD- 3" -30	7/32" .03758	Natural	415	570	683	779	865	945	1090	1220	1350	1520	1790	2050	2325
	#17 .02351	Propane	166	228	274	311	346	378	436	487	540	608	715	820	930
4" HD- 4" -41	5/16" .0767	Natural	850	1175	1400	1600	1775	1935	2240	2500	2760	3120	3670	4225	4785
	1/4" .04909	Propane	340	470	560	640	710	770	890	1000	1100	1245	1465	1690	1915
5" HD- 5" -50	25/64" .1198	Natural	1265	1745	2085	2365	2640	2875	3325	3720	4100	4640	5465	6275	7100
	5/16" .0767	Propane	508	700	830	950	1050	1150	1330	1495	1640	1850	2180	2500	2840
6" HD- 6" -60	7/16" .15033	Natural	1540	2125	2540	2900	3215	3500	4050	4530	5000	5650	6650	7650	8625
	#S .09511	Propane	615	850	1010	1160	1285	1400	1620	1810	2000	2260	2660	3060	3450
8" HD- 8" -88	5/8" .3068	Natural	2900	4000	4760	5440	6050	6600	7625	8520	9400	10625	12500	14400	16250
	1/2" .19635	Propane	1160	1600	1910	2170	2420	2640	3050	3410	3760	4250	5000	5760	6600

① Gross heating value of natural gas assumed to be 1000 Btu/ft³ and specific gravity 0.060; propane gas to be 2500 Btu/ft³ with specific gravity of 1.55

② Inlet gas pressures above 30 PSIG on a VENTITE™ Inspirator often result in higher noise levels

Figura N°C.2.2 Dimensiones del quemador (en pulgadas)



Model	A	B	C	D*	E	H	P	R	T	CC	DD	EE	FF	GG	HH	JJ	KK
6 - 08	3.75	1	5.44	6	8.62	8.44	17.44	7.75	6.62	8.81	11.37	14	3.5	16.5	17.5	14.5	17.06
8 - 15	4.75	1- 1/4		7	8.56	10.37			7.69								
10 - 25	5.75	1- 1/2	6.06	8	9.69	12.5	18.87	8.75	8.62	12.12	14.44	18	2.5	19	21	20.25	19.75
10 - 30		2								15.25	15.87			23.5		30.37	
12 - 38		6.81								9	14			14.62		23.62	9.69

*Use of auxiliary switches will add up to 1" to dimension D

Figura N°C.2.3 Capacidad y especificaciones de los diferentes modelos.

TUBE-O-FLAME® Burner Model	Standard Less blower	6-08 6-LB	8-15 8-LB	10-25 10-LB	10-30 —	12-38 12-LB	14-50 14-LB
Capacities (1000's Btu/hr)	Maximum	800	1500	2500	3000	3800	5000
	Pilot and minimum	55	80	145	180	195	300
Natural gas pressure required (at maximum flow condition)	At gas inlet	3.2" wc	6.3" wc	3.9" wc	6.5" wc	10.5" wc	14.0" wc
	At burner gas test connection	2.0" wc	2.0" wc	2.0" wc ②	3.1" wc	4.9" wc ②	4.3" wc
Propane gas pressure required (at maximum flow condition)	At gas inlet	1.3" wc	2.5" wc	3.1" wc	4.1" wc	7.5" wc	5.6" wc
	At burner gas test connection	0.8" wc	0.8" wc	2.3" wc ①	3.35" wc ①	5.3" wc ①	1.7" wc
Required air pressure at burner air test connection		3.0" wc	2.0" wc	3.0" wc	5.1" wc	5.0" wc	5.0" wc
Maximum combustion air volume required (SCFM)		140	260	435	522	660	870
Tube length (in feet, sized for 30% flue loss) and diameter (Schedule #40 or lighter)		30 ft. of 6" diameter	40 ft. of 8" diameter	50 ft. of 10" dia.	55 ft. of 10" dia.	60 ft. of 12" dia.	70 ft. of 14" dia.
Complete burner totally enclosed motor horsepower and frame number		1/3 HP FR# 48	1/3 HP FR# 48	3/4 HP FR# 56	1-1/2 HP FR# 143T	1-1/2 HP FR# 143T	2 HP FR# 145T
Complete burner sound levels dB(A)	Burner only	81	81	84	88	88	92
	Burner with silencer	74	74	76	80	80	84

① With propane nozzle only

② With standard nozzle; higher if propane nozzle is used

Figura N°C.2.4. Especificaciones del tubo de fuego cuando este es de acero al carbono

Tamaño nominal, [pulg]	Cédula	Diámetro externo, [pulg]	Diámetro interno, [pulg]	Espesor, [pulg]	Peso por Pie de tubo, [libras/pie]
1	160	1,315	0,599	0,3580	3,65
1 1/4	160	1,660	0,896	0,3820	5,21
1 1/2	160	1,900	1,100	0,4000	6,40
2	160	2,375	1,503	0,4360	9,02
2 1/2	160	2,875	1,771	0,5520	13,69
3	80	3,500	2,687	0,4065	13,42
3 1/2	80	4,000	3,062	0,4690	17,68
4	120	4,500	3,624	0,4380	19,00
5	80	5,563	4,688	0,4375	23,95
6	80	6,625	5,761	0,4320	28,57
8	60	8,625	7,813	0,4060	35,70
10	40	10,750	9,960	0,3950	43,68
12	40	12,750	11,938	0,4060	53,60
14	30	14,000	13,188	0,4060	58,00
16	30	16,000	15,188	0,4060	68,00
18	30	18,000	17,124	0,4380	82,00
20	20	20,000	19,124	0,4380	92,00
22	20	22,000	21,126	0,4370	103,00
24	20	24,000	23,125	0,4375	110,00
26	20	26,000	25,126	0,4370	119,00

APENDICE D

CRITERIOS PARA SELECCION DE INSTRUMENTOS Y DISEÑO MECÁNICO

SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS

INSTRUMENTOS DE TEMPERATURA

TERMÓMETROS

- Los indicadores locales de temperaturas (Termómetros) serán de tipo bimetalico con un dial de 5" de diámetro (127 mm), fondo blanco con las marcas y números en color negro.
- Las escalas deberán ser de lectura directa y de acuerdo con los rangos normales del fabricante.
- Los rangos deberán ser seleccionados de manera que la indicación de la temperatura normal de operación esté a media escala aproximadamente.
- Los termómetros deben venir acompañados de su respectivo termopozo, seleccionado de acuerdo a las características del proceso.

TERMOPOZOS

Un termopozo es aquel equipo donde se acopla el termopar.

- En general, el material de los termopozos será compatible con el fluido del proceso y con la especificación de tubería, el tipo y diámetro de los mismos deberán estar de acuerdo con API RP-551
- El uso de termopozos con conexión de proceso roscada o bridada, se hará de acuerdo con la especificación de tubería del proyecto.
- En caso de conexión roscada, la misma deberá ser de diámetro 1 1/2" NPT-M.
- La conexión bridada, deberá ser de 1 1/2" de diámetro. El tipo de brida y acabado de la misma deberá estar en concordancia con la especificación de la brida a la cual se conectará.
- La longitud de inserción del termopozo dependerá del diámetro de la tubería y en general será como mínimo la mitad del diámetro de la tubería.

TERMOPARES

Un termopar es un sensor de temperatura, cuyo principio fundamental es el efecto de Seebeck, este establece que hay un flujo de corriente eléctrica en un circuito de dos metales diferentes si las dos uniones están a temperaturas diferentes.[SMITH, 1999]

- Los termopares serán del tipo de dos cables con bloques terminales empotrados en un cabezote, el cual tendrá una tapa de rosca hembra.
- Para temperaturas de operación sobre 700°C, los elementos del termopar deberán ser suministrados con material aislante tal como porcelana, cerámica o fibra de vidrio.

- Los termopares y los materiales de los elementos conductores deberán estar de acuerdo con lo siguiente: CHROMEL - ALUMEL o ISA Tipo "K" para temperaturas de operación desde 0°C a 1150°C
- Los termopares deberán venir acompañados de su respectivo termopozo.
- La longitud de inserción dependerá del diámetro de la tubería y en general será como mínimo la mitad del diámetro de la tubería.

TRANSMISORES DE TEMPERATURA

Son aquellos equipos encargados de transmitir la temperatura medida por los termómetros o termopares a los controladores de temperatura del equipo.

- Los transmisores de temperatura deberán ser del tipo de montaje directo sobre el elemento o instalados en soportes de tuberías de 2" de diámetro, cuando las condiciones de proceso y de accesibilidad del instrumento así lo ameriten.
- Los transmisores de temperatura deberán tener cableado a dos (2) hilos y alimentación de 24 VDC.
- La salida del transmisor será de 4 a 20 mA.
- Los transmisores de temperatura deberán tener indicación local.

INSTRUMENTOS DE FLUJO

PLACAS DE ORIFICIO

La placa de orificio es el sensor de flujo más utilizado, consiste en un disco plano con un agujero que se inserta en la línea de proceso, perpendicular al movimiento del fluido, con el objeto de producir una caída de presión, la cual es proporcional a la razón de flujo volumétrico a través del orificio. [SMITH y CORRIPIO, 1999]

- La medición de flujo en líneas de diámetro nominal mayor o igual a 2" deberá ser realizada mediante placa orificio, del tipo orificio concéntrico, usando tomas en bridas (Flange Taps).
- El rango estándar de presión diferencial para máximo flujo será 248,64 mBARS (100 inH2O). El máximo rango no deberá ser mayor de 497,28 mBARS (200 inH2O) y el rango mínimo no deberá ser inferior a 49,73 mBARS (20 inH2O).

TRANSMISORES DE FLUJO DE PRESIÓN DIFERENCIAL

Son aquellos transmisores en los que un incremento en el diferencial de presión acciona los diafragmas del elemento de medición y se desarrolla una fuerza con la que se mueve la parte inferior de la barra y con este movimiento se causa un cambio de resistencia en los medidores de fuerza, mediante la cual se produce una señal diferencial proporcional al diferencial de presión que entra. [SMITH y CORRIPIO, 1999]

- Para la transmisión remota de flujo, deberán emplearse transmisores de presión diferencial electrónico, serie inteligente con elemento sensor tipo diafragma y rango ajustable.
- El material de diafragma deberá ser acero inoxidable 316, el material del cuerpo será compatible con el tipo de servicio para el cual fue destinado.

- El rango seleccionado del medidor debe ser tal que, en la condición de operación normal la indicación se encuentre aproximadamente a la mitad de la escala y que, al máximo flujo de operación no exceda del 80% del rango del instrumento indicador.
- La protección por sobrepresión del instrumento debe ser al menos 1,5 veces la máxima presión de operación del proyecto
- La salida del transmisor será especificada de 4-20 mA, con alimentación de 24 VDC y conexión eléctrica de conduit 1/2".

INSTRUMENTOS DE PRESIÓN

INDICADORES DE PRESIÓN O MANÓMETROS

Los manómetros son equipos utilizados para medir o indicar presiones o diferencia de presiones, tanto manométricas como absolutas, de una corriente de proceso.

- Los indicadores locales de presión deberán poseer un elemento sensor del tipo Bourdon, se podrán emplear elementos sensores tipo diafragma o bellows para aplicaciones de muy baja presión (atmosférica).
- El dial estándar del manómetro deberá ser de 114 mm (4 1/2") de diámetro y 63 mm (2½ ") mínimo, fondo blanco con marcas y números en color negro.
- La precisión de los manómetros será de +/- 0,5% del rango de la escala.
- Todos los indicadores de presión deberán estar provistos de válvulas de cierre hermético.

TRANSMISORES DE PRESIÓN

- El instrumento será electrónico de la serie inteligente, con salida de 4 a 20 mA y alimentación de 24 VDC.
- Los instrumentos estarán diseñados con un rango de protección hasta 1,5 veces la máxima presión permisible.
- Todos los transmisores de presión deberán estar provistos de válvulas de cierre hermético.
- El rango seleccionado del medidor debe ser tal que, en la condición de operación normal la indicación se encuentre aproximadamente a la mitad de la escala y que, al máximo flujo de operación no exceda del 80% del rango del instrumento indicador.
- Los transmisores de presión deberán tener indicación local.

INTERRUPTORES DE PRESIÓN

- El elemento primario del instrumento será del tipo diafragma, con material de construcción compatible con el fluido del proceso y rango ajustable.
- Los transmisores de presión deberán estar provistos de válvulas de cierre hermético.
- Los contactos del instrumento serán DPDT, de acción rápida y secos, y en ningún caso serán de mercurio.

- El rating de los contactos es de 24 VDC y 5 Amp.

INSTRUMENTOS DE NIVEL

TRANSMISOR DE NIVEL

- Como controladores y transmisores de nivel preferiblemente deberán ser empleados instrumentos del tipo desplazador hasta un rango de 1220 mm (48"), con indicación de la señal de salida.
- Para rangos superiores a los indicados en el párrafo anterior deberán usarse transmisores de presión diferencial.
- Los instrumentos serán electrónicos, con una alimentación de 24 VDC, la salida del transmisor será de 4-20 mA, linealizada.
- En el caso de transmisores del tipo diferencial, el elemento de medición será del tipo diafragma con ajuste continuo del rango.
- El rango seleccionado del medidor debe ser tal que, en la condición de operación normal la indicación se encuentre aproximadamente a la mitad de la escala y que, al máximo flujo de operación no exceda del 80% del rango del instrumento indicador.
- La protección por sobrepresión del instrumento debe ser al menos 1,5 veces la máxima presión de trabajo del proceso.

INTERRUPTORES DE NIVEL

- Los interruptores de nivel en recipientes a presión, para servicio de parada de emergencia, alarmas y control de arranque/parada, deberán ser del tipo flotador y de operación directa.
- Los contactos del instrumento serán DPDT, de acción rápida y secos; en ningún caso serán de mercurio.
- El rating de los contactos es de 24 VDC y 5 Amp, y con encapsulamiento a prueba de intemperie y/o corrosión.

VÁLVULAS DE CONTROL

GENERAL

En la selección del tipo de válvula de control se tomarán en consideración los siguientes factores: Condiciones de operación, diseño, fluido a ser manejado, rangohabilidad requerido, máxima caída de presión, ruido, porcentaje de filtración permitida y cualquier otro requerimiento especial. Para los casos en los cuales se manejan altas caídas de presión deberá considerarse el uso de posicionadores.

- Todas las válvulas de control deberán tener by-pass.
- El tamaño del cuerpo debe ser de una pulgada (1 ") como mínimo. Los puertos reducidos pueden ser utilizados de acuerdo a los requerimientos.
- Las válvulas de control deberán tener características de control adecuadas al proceso y según las siguientes recomendaciones:
- Para el control de presión de gas, las válvulas serán de características igual porcentaje.

- Las válvulas de apertura rápida se utilizarán para acciones ON/OFF o venteo.
- En general, las válvulas de control serán dimensionadas para manejar la rata de flujo mínimo y máximo entre el 30 y 70% de apertura de la válvula. (Deberá manejar la máxima capacidad del proceso a la caída de presión normal).

POSICIONADORES DE VÁLVULAS Y AMPLIFICADORES DE SEÑAL

- Las válvulas preferiblemente serán eléctricas, en caso de requerirse válvulas neumáticas con posicionador, el mismo deberá tener indicación de presión de suministro de aire, indicación de presión de carga e indicación de salida neumática.
- Los actuadores eléctricos para válvulas de control deberán tener un transmisor de posición, para indicación remota de la posición de la válvula en todo momento.

VÁLVULAS DE ALIVIO Y SEGURIDAD

- Todas las válvulas de alivio y seguridad se calcularán cumpliendo todos los requerimientos descritos en las normas API RP 520 y 521, y de los párrafos que competa del código ASME, Sección VIII.
- El porcentaje de acumulación usado en los cálculos de los dispositivos de alivio debe ser: 3% Servicio de vapor donde el código ASME de calderas aplique, 10% Servicio de gas o vapor y líquidos, excepto según lo descrito abajo, 20% Recipientes expuestos al fuego o recipientes presurizados sin fuego interno, 25% Líquidos para alivio térmico de tuberías y descarga de bombas.

VÁLVULAS SOLENOIDES

- La alimentación eléctrica a la válvula solenoide será de 24 VDC y un rating de 2 Amp. o 120 Vac.
- Las válvulas solenoides para corte de suministro de aire a válvula de bloqueo, serán del tipo universal que no requieran de presión mínima de operación.
- La alimentación neumática será máximo de 100 PSIG.

CONVERTIDORES I/P (ELECTRO - NEUMÁTICOS)

- La alimentación eléctrica del instrumento será de 24VDC y una señal de entrada estandarizada de 4 - 20 mA DC, dos (2) hilos, aislados.
- La alimentación neumática será de 20 PSIG y una salida estándar de 3 -15 psig.

DISEÑO MECANICO

ESPESOR DE PARED Y MÁRGENES DE CORROSIÓN

- En los soportes o faldas se proporcionaran un mínimo de 1,6 mm como margen de corrosión.
- En partes internas soldadas a la pared del recipiente que sean especificadas de acero al carbono, el margen de corrosión se añadirá a cada una de las caras en contacto.

- En partes atornilladas removibles y que sean especificadas de acero al carbono, se añadirá la mitad del margen de corrosión especificado en cada cara en contacto con el líquido.
- En soldaduras de filete o sello de partes internas de acero al carbono se añadirá el margen de corrosión completa al espesor necesario por resistencia o hermeticidad.
- Todas las boquillas deberán ser bridadas, con dimensiones de acuerdo con ANSI B16.5, de clase (rating) 150#, del tipo cara alzada (RF).
- Los cuellos de las boquillas bridadas deberán tener los siguientes espesores mínimos:

Para 2"	Cédula 160
Para 3" y 4"	Cédula 160
Para 6" y 8"	Cédula 160
Para 10" y mayores	Cédula 160

BOCAS DE VISITA E INSPECCIÓN

- Las equipos deberán estar provistos de bocas de visita bridadas de acuerdo con ASME VIII, Div. 1.
- Las bridas de bocas de visita e inspección deberán cumplir con los requisitos mencionados anteriormente. Toda boca de visita de 300 mm (12") de diámetro nominal o mayor se deberá proporcionar con un dispositivo para levantarlas y/o sostenerlas (Davits, Hinges).

- El tamaño nominal mínimo de las bocas de visita deberá ser de 400 mm (16") de diámetro interno, aunque se prefieren 500 mm (20"), ó 600 mm (24") de diámetro nominal. Para boquillas de inspección, el tamaño mínimo será de 150 mm (6") nominal.

APENDICE E

DATOS DE ENTRADA Y DE SALIDA DEL PROGRAMA

DISEÑO

CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO N°1

DATOS DE ENTRADA DEL PROGRAMA

Temperatura de entrada de agua, [°F] = 81

Temperatura de salida de agua, [°F] = 194

Presión de entrada de agua, [psig] = 72,23

Flujo másico de agua. [lb/h] = 1318

Poder calorífico neto del gas combustible, [Btu/pie³] = 1068

Presión de gas combustible, [psig] = 30

Exceso de aire, [%] = 30

Eficiencia del equipo, [%] = 75

Tipo de quemador: STICKTITE™

RESULTADOS

Diámetro del contenedor, [pie] = 2,4

Longitud del contenedor, [pie] = 5

Diámetro nominal del tubo de fuego, [pulg] = 10

Longitud del tubo de fuego, [pie] = 9.2

Diámetro del quemador. [pulg] = 1

Calor a absorber por la corriente de proceso, [Btu/h] = 149782

Temperatura promedio de pared, [°F] = 666

Espesor de pared del contenedor, [pulg] = 0,21

Espesor de pared del cabezal, [pulg] = 0,22

Presión máxima del equipo, [psig] = 223

Diámetro de la chimenea, [pulg] = 6,3

CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO N°2

DATOS DE ENTRADA DEL PROGRAMA

Temperatura de entrada de agua, [°F] = 81

Temperatura de salida de agua, [°F] = 194

Presión de entrada de agua, [psig] = 72,23

Flujo másico de agua. [lb/h] = 6592

Poder calorífico neto del gas combustible, [Btu/pie³] = 1068

Presión de gas combustible, [psig] = 30

Exceso de aire, [%] = 30

Eficiencia del equipo, [%] = 75

Tipo de quemador: STICKTITE™

RESULTADOS

Diámetro del contenedor, [pie] = 3,5

Longitud del contenedor, [pie] = 12

Diámetro nominal del tubo de fuego, [pulg] = 16

Longitud del tubo de fuego, [pie] = 21.9

Diámetro del quemador. [pulg] = 2

Calor a absorber por la corriente de proceso, [Btu/h] = 746964

Temperatura promedio de pared, [°F] = 718

Espesor de pared del contenedor, [pulg] = 0,26

Espesor de pared del cabezal, [pulg] = 0,26

Presión máxima del equipo, [psig] = 182

Diámetro de la chimenea, [pulg] = 14

EVALUACIÓN

EVALUACIÓN N°1

DATOS DE PROCESO

Temperatura de entrada de crudo, [°F] = 81

Temperatura de salida de crudo, [°F] = 151

Flujo de crudo, [BPD] = 20000

Gravedad API = 12.5

Poder calorífico del gas, [Btu/pie³] = 700

Flujo de gas combustible, [lb/h] = 421

Exceso de aire, [%] = 10

Longitud del tubo de fuego, [pie] = 98.4

Diámetro del tubo de fuego, [pie] = 2,5

Temperatura de salida de los gases de combustión, [°F] = 513

Eficiencia del equipo, [%] = 86

DATOS DE SALIDA DEL PROGRAMA

Calor cedido por los gases de combustión, [Btu/h] = 977870

Flujo de calor por unidad de área, [Btu/h pie²] = 6324

Area de transferencia de calor, [pie²] = 1545

Temperatura de salida de crudo, [°F] = 161

Eficiencia del equipo, [%] = 84

EVALUACIÓN N°2*DATOS DE PROCESO*

Temperatura de entrada de crudo, [°F] = 81

Temperatura de salida de crudo, [°F] = 151

Flujo de crudo, [BPD] = 10000

Gravedad API = 12.5

Poder calorífico del gas, [Btu/pie³] = 700

Flujo de gas combustible, [lb/h] = 154

Exceso de aire, [%] = 20

Longitud del tubo de fuego, [pie] = 98.4

Diámetro del tubo de fuego, [pie] = 2,5

Temperatura de salida de los gases de combustión, [°F] = 366

Eficiencia del equipo, [%] = 86

DATOS DE SALIDA DEL PROGRAMA

Calor cedido por los gases de combustión, [Btu/h] = 3722911

Flujo de calor por unidad de área, [Btu/h pie²] = 2409

Area de transferencia de calor, [pie²] = 1545

Temperatura de salida de crudo, [°F] = 142

Eficiencia del equipo, [%] = 87