



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UN HORNO DE CALENTAMIENTO DE ACERO PARA UN  
PROCESO DE FORJADO.**

**DELGADO P. MANUEL.  
IBARRA K. EDUARDO.**



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UN HORNO DE CALENTAMIENTO DE ACERO PARA UN  
PROCESO DE FORJADO.**

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de Carabobo para  
optar al título de Ingeniero Mecánico*

**DELGADO P. MANUEL.  
IBARRA K. EDUARDO.**

Naguanagua, Enero de 2013



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



## CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los Abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de grado titulado “*Diseño de un horno de calentamiento de acero para un proceso de forjado*”, realizado por los bachilleres: **Eduardo Ibarra**, cédula de identidad: **18.369.569**, **Manuel Delgado**, cédula de identidad: **18.488.049**, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

---

**Prof. Nilo Espinoza**  
Tutor

---

**Prof. Damelys Zabala**  
Jurado

---

**Prof. Franklin Camejo**  
Jurado

**Naguanagua, Enero de 2013**



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
COORDINACIÓN DE PROYECTOS DE GRADO**



**SINOPSIS DEL PROYECTO DE GRADO**

**TÍTULO DEL TRABAJO:**

*Diseño de un horno de calentamiento de acero para un proceso de forjado*

**FECHA DE INICIO DEL TRABAJO:** Periodo lectivo 2-2011

**FECHA DE EX FINAL:** 15 de enero de 2013

**FECHA DE ENTREGA DE EJEMPLARES DEFINITIVOS A LA DIRECCIÓN DE ESCUELA:** 15 de enero de 2013

**SINOPSIS:**

Forja Venezolana C.A (Forjaven) es una empresa metalmecánica que se encarga de la fabricación de diversas piezas forjadas para consumo industrial, como propuesta para la empresa, se plantea el diseño de un horno usado para el calentamiento de tochos para diversos productos de forjado, con la finalidad de aumentar la producción y ofrecer un horno que cumpla con condiciones de seguridad adecuadas para los trabajadores. En tal sentido, para el cumplimiento de los objetivos propuestos, el presente trabajo estudia diversas opciones que se adecuen a las condiciones de trabajo y espacio disponible en la empresa, una vez seleccionada la mejor solución se dispondrá a realizar un diseño térmico y mecánico para garantizar que la misma satisfaga la demanda de producción, además de un estudio de inversión inicial y retorno de la inversión. A partir de los resultados obtenidos se presenta un diseño de horno capaz de calentar un lote de treinta y cinco piezas en cinco minutos, y que no presenta riesgo de quemaduras por contacto para el operario, a un bajo costo de construcción y con un rápido retorno de la inversión.

**CÉDULA DE IDENTIDAD**

**ESTUDIANTES  
NOMBRE**

**FIRMA**

18.369.569

Eduardo Ibarra

\_\_\_\_\_

18.488.049

Manuel Delgado

\_\_\_\_\_

**FIRMA**

**PROFESOR GUÍA:** Nilo Espinoza

**JURADO:** Damelys Zabala

**JURADO:** Franklin Camejo

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

## **AGRADECIMIENTO**

Deseamos expresar nuestro agradecimiento a las siguientes personas e instituciones:

A la UNIVERSIDAD DE CARABOBO por habernos permitido alcanzar una de las metas de nuestras vidas así mismo forjar las personas que somos hoy en día.

Al profesor Nilo Espinoza nuestro tutor, quien supo orientarnos en momentos claves de la investigación.

A la empresa FORJA VENEZOLANA, su personal obrero y administrativo, por su valiosa colaboración y formación, en especial al gerente de producción Oscar Chalita, quien nos brindó su apoyo incondicional en todo momento.

## **DEDICATORIA**

En primer lugar dar gracias por tener vida y salud, lo que me permitió lograr esta primera meta tan importante, pero nada de esto pudo ser realidad sin la ayuda de mis familiares y amigos.

Quiero agradecer enormemente a mis padres Carlos Delgado y Louisa Palacios quienes fueron y son mis bases y mi apoyo. Siempre me apoyaron en los momentos buenos como este y en otros no tan buenos. A mi hermano Francisco Delgado que siempre estuvo presente y me dio animo de continuar y lograr ser Ingeniero Mecánico en ese trayecto tan intrincado y difícil. A mi hermana Karen Delgado por apoyarme siempre.

A mi gran amigo y compañero de tesis, con quien cuento en todo momento fue parte importante de este logro.

A mi tío Oscar Chalita, que con su apoyo fue pilar fundamental de la investigación

Agradecerles también a mis amigos por su apoyo siempre atentos al desarrollo de mi carrera.

A mi novia que con su amor y su apoyo en los momentos finales de mi carrera supo guiarme y enfocarme en llegar a la meta exitosamente.

Finalmente a mis perros Honey y Bee, que se desvelaron con nosotros durante el desarrollo de la investigación, brindándonos momentos de distracción.

Manuel Delgado

## **DEDICATORIA**

A mi madre Cristina por la crianza que me brindo, me enseñó a levantarme tras cada caída y por sus palabras de aliento que nunca faltaron, madre y amiga siempre pendiente de mi en todo momento.

A mi hermana Karina, por su apoyo a distancia o cerca, nunca faltó en los momentos llenos de dicha y en los momentos difíciles.

A mi padre y a mis tías, por estar pendiente de mí en cada paso dado durante el desempeño de mi carrera

A la familia Delgado, por ser mi segundo hogar y brindarme el cariño y apoyo al recibirme como uno más de ellos.

A mi cuñado Francisco donde quiera que este, vaya esta dedicatoria y mi agradecimiento de todo corazón por todo lo que hiciste y quisiste hacer en pro de la realización de esta meta.

A los compañeros de clase, por esos momento que hicieron de este viaje una gran experiencia de vida.

Por último pero no menos importante a Dios y mis abuelos, que no me desampararon en las dificultades y me otorgaron las fuerzas para seguir y superar cada obstáculo.

Eduardo Ibarra

## **RESUMEN**

Forja Venezolana C.A (Forjaven) es una empresa metalmecánica que se encarga de la fabricación de diversas piezas forjadas para consumo industrial, como propuesta para la empresa, se plantea el diseño de un horno usado para el calentamiento de tochos para diversos productos de forjado, con la finalidad de aumentar la producción y ofrecer un horno que cumpla con condiciones de seguridad adecuadas para los trabajadores. En tal sentido, para el cumplimiento de los objetivos propuestos, el presente trabajo estudia diversas opciones que se adecuen a las condiciones de trabajo y espacio disponible en la empresa, una vez seleccionada la mejor solución se dispondrá a realizar un diseño térmico y mecánico para garantizar que la misma satisfaga la demanda de producción, además de un estudio de inversión inicial y retorno de la inversión. A partir de los resultados obtenidos se presenta un diseño de horno capaz de calentar un lote de treinta y cinco piezas en cinco minutos, y que no presenta riesgo de quemaduras por contacto para el operario, a un bajo costo de construcción y con un rápido retorno de la inversión

## ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	2
El Problema.....	2
1.1 Planteamiento del problema.....	2
1.2 Objetivo general.....	3
1.3 Objetivos específicos.....	3
1.4 Justificación.....	4
1.5 Alcance.....	4
1.6 Limitaciones.....	4
1.7 Delimitaciones.....	5
CAPÍTULO II.....	7
Marco Teórico.....	7
2.1 Antecedentes.....	7
2.2 Fundamentos teóricos.....	11
2.2.1 Hornos.....	11
2.2.2 Tipos de hornos industriales para calentamiento.....	12
2.2.3 Métodos para economizar calor.....	14
2.2.4 Balance energético en hornos de llama para calentamiento.....	14
2.2.5 Refractarios.....	15
2.2.6 Números adimensionales.....	17
2.2.7 Mecanismos de transferencia de calor.....	22
2.2.8 Resistencias térmicas.....	35

2.2.9	Esfuerzo en vigas.....	37
2.2.10	Tensión axial.....	37
2.2.11	Esfuerzo de flexión.....	38
2.2.12	Esfuerzo por corte directo.....	38
2.2.13	Compresión axial.....	38
2.2.14	Tensiones combinadas.....	40
2.2.15	Teoría de fallas.....	41
2.2.16	Fatiga.....	42
CAPÍTULO III.....		45
Marco metodológico.....		45
3.1	Nivel de la investigación.....	45
3.2	Tipo de investigación.....	46
3.3	Recursos.....	46
3.4	Diseño de la investigación.....	47
3.4.1	Primera etapa: Documentación bibliográfica.....	47
3.4.2	Segunda etapa: Evaluación de las condiciones de operación.....	47
3.4.3	Tercera etapa: Planteamiento de posibles soluciones.....	48
3.4.4	Cuarta etapa: Selección de la mejor solución.....	49
3.4.5	Quinta etapa: Desarrollo de la mejor solución.....	49
3.4.6	Sexta etapa: Estimación de costos.....	57
CAPITULO IV.....		62
Resultados.....		62
4.1	Parámetros de diseño.....	62
4.2	Planteamiento de las posibles soluciones.....	63

4.2.1	Posible solución 1.....	63
4.2.2	Posible solución 2.....	64
4.2.3	Posible solución 3.....	65
4.2.4	Posible solución 4.....	65
4.3	Selección de la mejor solución.....	67
4.4	Diseño de la mejor solución.....	68
4.4.1	Diseño térmico del horno.....	68
4.4.2	Diseño mecánico del horno.....	77
4.4.3	Estimación de costos.....	83
	CONCLUSIONES.....	86
	RECOMENDACIONES.....	88
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	89
	ANEXOS.....	93
	APÉNDICE.....	113

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Conducción de calor estable y transitorio en una pared plana.....	24
Figura 2.2 El gradiente de temperatura $dT/dx$ es simplemente la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama T-x.....	27
Figura 2.3 El vector transferencia de calor siempre es normal a una superficie isotérmica y se puede transformar en sus componentes como cualquier otro vector.....	28
Figura 2.4 Correlaciones del número de Nusselt para convección natural.....	30
Figura 2.5 Configuración geométrica y parámetros que intervienen en el análisis de sistemas concentrados.....	32
Figura 2.6 Líneas de falla de columnas de Euler, Johnson y cortas.....	40
Figura 4.1 Posible solución 1.....	64
Figura 4.2 Posible solución 2.....	65
Figura 4.3 Posible solución 3.....	66
Figura 4.4 Posible solución 4.....	66
Figura 4.5 Configuración de aislantes.....	75
Figura 4.6 Circuito térmico.....	76
Figura 4.7 Diagrama de corte y momento del travesaño.....	79
Figura 4.8 Diagrama de corte y momento brazos.....	81
Figura 4.9 Diagrama de corte y momento perno.....	82

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1 Características del tocho.....	62
Tabla 4.2 Condiciones de diseño.....	62
Tabla 4.3 Ponderación de criterios.....	67
Tabla 4.4 Puntuación final de soluciones.....	67
Tabla 4.5 Propiedades del aire @ 1068,65 F.....	69
Tabla 4.6 Propiedades del acero AISI 1020.....	69
Tabla 4.7 Datos relevantes del proceso de tanteo.....	71
Tabla 4.8 Propiedades del aire interno y externo al horno.....	73
Tabla 4.9 Coeficiente de convección interno.....	74
Tabla 4.10 Espesores de aislante.....	75
Tabla 4.11 Masa total y parcial.....	78
Tabla 4.12 Factores de seguridad mecanismo puerta.....	82

## INTRODUCCIÓN

El siguiente trabajo de grado contempla el diseño de un nuevo horno para la empresa Forja Venezolana (Forjaven) que será usado para calentar piezas de acero para un proceso de forjado.

El contenido de este trabajo se presenta en capítulos desarrollados de la siguiente manera:

En el capítulo I se encuentra la explicación del problema que presenta la empresa con sus necesidades de producción, el origen del problema, el objetivo a cumplir en esta investigación y la justificación del proyecto.

En el capítulo II se presenta los basamentos teóricos que se usarán en el diseño del horno de calentamiento, así como también trabajos similares que serán referencia a considerar en algunos aspectos del diseño.

En el capítulo III se muestra detalladamente la clasificación y el nivel de la investigación, así como también la metodología de cálculo que se usará para cumplir con el objetivo planteado.

En el capítulo IV se reflejan los resultados obtenidos de la aplicación de la metodología de cálculo, así como la selección de los equipos y materiales que satisfacen dichos resultados.

Con estos lineamientos se presenta en forma detallada, el proceso de diseño de un horno de calentamiento de acero.

## **CAPÍTULO I**

### **EL PROBLEMA**

#### **1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

Forja Venezolana c.a (Forjaven) es una empresa metalmecánica que se encarga de la fabricación de diversas piezas forjadas para consumo industrial, se encuentra ubicada en la zona industrial San Miguel de Maracay, Estado Aragua. La empresa actualmente cuenta con las facilidades para la fabricación de un promedio de 140 unidades por hora, garantizando que el producto se ajuste a los requerimientos del cliente.

Una de las etapas del proceso de forjado en caliente, consiste en elevar la temperatura del tocho preparándolo para soportar la deformación plástica sin sufrir daños de agrietamiento y permitiendo a su vez una mayor fluencia del material en el molde, este proceso se realiza actualmente en un horno de calentamiento provisional, el cual funciona al inyectar gas a los quemadores generando en la combustión un incremento de temperatura del aire, este último entra al horno por el espacio usado para cargar y descargar materia prima, el calor generado se transfiere por convección al tocho.

En la actualidad se ha observado que tanto la estructura del horno, el aislamiento del horno y la unidad refractaria en el hogar del horno están en mal estado, esto motivado a la alta intensidad de llama necesaria para calentar la materia prima, trayendo como consecuencia fugas de calor no controladas que disminuyen significativamente la eficiencia del horno.

Estas fallas se presentan en condiciones normales de trabajo, ocasionando altos costos de operación y costos de mantenimiento correctivo así como también reducción de la producción y recalentamiento de material, lo que deriva en costos de producción adicionales. Además existe por parte de la empresa la necesidad de aumentar la producción en 50%, lo que no es posible satisfacer reparando el horno existente.

El propósito principal de este trabajo es proponer un diseño de horno que cumpla con el volumen de producción actual, más el incremento planteado por la empresa y a su vez reduzca los costos operacionales y de mantenimiento para la empresa.

## **1.2 OBJETIVO GENERAL.**

Diseñar un horno de calentamiento de acero para un proceso de forjado.

## **1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.**

- Revisar bibliografía sobre diseño de horno de calentamiento.
- Realizar el diseño mecánico del horno.
- Realizar el diseño térmico del horno.
- Presentar estimación de costos y recuperación de la inversión del proyecto.

#### **1.4 JUSTIFICACIÓN.**

La empresa Forja Venezolana c.a. (Forjaven) presenta deficiencia en el horno de calentamiento de piezas para forja, lo que genera pérdidas económicas, aumento de los costos de operación, alto riesgo de trabajo y reducción de la producción, aunado a esto existe la necesidad de la empresa de aumentar la producción en 50%, es por ello que surge la necesidad de una propuesta de diseño para un nuevo horno de calentamiento que cumpla con los estándares de seguridad, que sea eficiente y cubra la expectativa de la empresa de aumentar la producción.

Con este proyecto la empresa obtendrá un horno que cumplirá con las necesidades antes planteadas. Lo que beneficiará a la misma desde el punto de vista de económico, productivo y social.

#### **1.5 ALCANCE.**

El diseño estará dirigido a la empresa forja venezolana y sus requerimientos de producción.

Éste contemplará el diseño térmico, mecánico y la estimación de costo de instalación y puesta en operación. La construcción de este proyecto quedará sometida a consideración de la empresa.

#### **1.6 LIMITACIONES.**

En la presente investigación se deberá adecuar el diseño al espacio disponible y a los datos presentados por la empresa así como también el mismo se realizará con materiales y catálogos disponibles en el mercado.

## **1.7 DELIMITACIONES.**

**Delimitación de espacio (geográfico):** La investigación se desarrolla en las instalaciones de la empresa Forja Venezolana c.a. (Forjaven), ubicada en la zona industrial San Miguel de Maracay, Estado Aragua.

**Delimitación de contenido:** En el presente proyecto se desarrollará el diseño de un horno de calentamiento de acero para un proceso de forjado realizado en una línea de producción de Forja Venezolana c.a. (Forjaven).

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 ANTECEDENTES.**

Se define como horno de calentamiento aquel equipo que es usado para aumentar la temperatura de un elemento sin pretender producir en él un cambio de estado o una reacción química, los primeros hornos usados para recalentar hierro o acero datan del siglo XIX, sin embargo desde que se empezó a usar y manejar el hierro como elemento de fabricación, el mismo ha debido ser calentado para poder darle la forma requerida entonces es allí en donde nace el horno de calentamiento. Desde entonces estos han sufrido innumerables cambios y mejoras entre ellas el horno de oxidación creado alrededor 1950, quien sustituyó al horno de fogón vigente hasta ese momento pues el nuevo horno calentaba en menor tiempo y con menos energía, de esta manera se ha continuado el crecimiento y el estudio del horno de calentamiento hasta el día de hoy. En la última década, la investigación se ha centrado en el logro de avances tecnológicos para mejorar, evaluar y controlar las variables que influyen sobre la eficiencia del horno, cuyos hallazgos más relevantes se citan seguidamente.

Sang et al (2010), Han realizado estudios para mejorar la eficiencia térmica de los hornos de calentamiento, con la finalidad de optimizar el consumo de combustible y reducir la emisiones de CO, para ello se han enfocado en revelar

el comportamiento térmico de la losa de recalentamiento, a través de la modelación matemática, de este modo poder establecer un nuevo arreglo para el horno, la modelación arrojó un resultado de un horno con catorce sub-zonas, determinadas después de un balance térmico global. También estudiaron varios casos de alimentación de combustible, arrojando que menos del 20 por ciento del combustible debe ser alimentado al horno a través de la zona de succión y que la proporción entre la alimentación de combustible, la zona de precalentamiento y la zona de calentamiento no es muy importante para determinar el gradiente de temperatura dentro de la losa.

Danon et al (2011), Realizaron la optimización de un horno de 300kW equipado con tres pares de quemadores de combustible sin llama regenerativos, con el fin de mejorar su desempeño, para ello se lleva a cabo un estudio paramétrico en el horno, logrando minimizar las emisiones de CO y NO, maximizando el tubo de enfriamiento y llevando a cabo nuevos arreglos en la posición de los quemadores. Para la optimización del desempeño del horno dos condiciones rigieron el estudio, estas condiciones encierran el modo de disparo y la configuración de los quemadores, arrojando de este modo resultados en materia de distribución de calor, temperatura, ahorro de combustible, eficiencia en el tubo de enfriamiento del horno y reajuste en el tamaño del horno a causa del tamaño de los nuevos quemadores.

López et al (2009), estudiaron el pre calentamiento de pailas de aluminio para su posterior laminado, para elevar la temperatura de estas diseñaron un conducto que suministra aire caliente proveniente de los hornos de fundición en la empresa, aprovechando los gases escape a altas temperaturas, con ello lograron

pre calentar las pailas a la temperatura deseada sin el uso de otras fuentes de calor.

González et al (2008), realizaron un rediseño de un horno de recirculación de aire caliente para realizar un tratamiento térmico de revenido a hojas de ballestas en la empresa Metalcar c.a, en su estudio determinaron la eficiencia actual que resultó ser baja, luego de un análisis de todas las variables que intervienen observaron que implementando un control automático en el flujo de combustible se lograba un aumento significativo en la eficiencia global del horno.

Soumik et al (2004), proponen una metodología para el control del fuego directo en hornos. La investigación propone una estrategia de control para simular la reducción de consumo de combustible y minimizar la derivación de las cargas instantáneas de temperatura para establecer los valores de los procesos de tratamiento térmico. El método de control requiere un modelo para la transferencia de calor y combustión, está basado en la técnica de minimización restringida. La aplicación del método demuestra que la incorporación del combustible y la carga de transferencia de calor, puede ser controlada manteniendo la temperatura instantánea especificada. Estos estudios concluyen con la demostración de la respuesta de una carga térmica a una fuente de calor trascendente externa mediante una estructura de control, y también con la capacidad de reducir las desviaciones de temperatura y la tasa de flujo de combustible simultáneamente, también concluyen que un aumento en el espesor del horno, causa una curva de ganancia que disminuye rápidamente en valor mientras un incremento en las dimensiones del horno resulta en una ganancia inicial alta.

Jung et al (2010). Realizaron una investigación de las características de calentamiento de una losa en un horno de recalentamiento, con la formación y crecimiento de la escala en la superficie de la losa. Este proceso de recalentamiento se usa comúnmente para aumentar la temperatura y la plasticidad en la losa. El estudio analítico puede ser clasificado en las dos siguientes categorías: la primera es para resolver la totalidad de Navier-Stokes y las ecuaciones de conservación de la energía, que rigen el flujo de gas caliente y el proceso de combustión dentro del horno. La segunda categoría puede simular el comportamiento térmico de la losa, enfocándose en el análisis de la transferencia de calor radiativa en el horno y la conducción de calor transitoria en la losa. El modelo sugerido en este trabajo puede también ser como la segunda categoría. Este trabajo puede predecir la distribución de calor en el horno y la distribución de calor en la losa a través del proceso de recalentamiento del horno, considerando el intercambio de calor entre la losa y lo que la rodea.

Cho et al (2011), Estudiaron el comportamiento de un horno de oxidación con quemadores de llama invisible regenerativos. Para este estudio compararon la disposición de un par de quemadores respecto a las emisiones y a la uniformidad de la temperatura, las disposiciones estudiadas fueron quemadores paralelos y escalonados, logrando determinar que en paralelo se tiene mayor uniformidad en la temperatura y produce menos emisiones de NO, las emisiones de CO difieren muy poco entre los modelos. Esto ilustra como la disposición de los quemadores juega un rol importante en el comportamiento general del horno.

Chan et al (2010), Realizaron un estudio sobre el uso de hornos y la conservación de la energía en la industria del hierro y el acero. Este estudio se

realizó en la industria taiwanesa de hierro y acero durante el periodo 2000-2008, del cual se cuantificaron grandes potenciales de ahorro de energía en; consumo eléctrico, de combustible, vapor y gas natural, ofreciendo disminución significativa de las emisiones de dióxido de carbono dejando de emitir 217.866,5 toneladas, en este trabajo se describe como se está ahorrando energía actualmente y que áreas de la industria del hierro y del acero son potenciales para el ahorro.

## **2.2 FUNDAMENTO TEÓRICOS.**

### **2.2.1 HORNOS.**

Se le llama horno, a un dispositivo mediante el cual la energía suministrada por un combustible al quemarse o por una corriente eléctrica, se utiliza para elevar la temperatura en su interior, con lo que es posible efectuar en él operaciones físicas o procesos químicos que exijan temperaturas elevadas. La elección de una de las dos posibilidades (de combustión o eléctrica) para la realización de un caso concreto de operación física o proceso químico se hace de acuerdo con consideraciones económicas y técnicas. En general puede decirse que la kilocaloría producida por combustión es más económica que la producida eléctricamente. Ahora bien, los diferentes tipos de hornos, así como las operaciones o procesos que en ellos pueden efectuarse, tienen un conjunto de características a considerar para definir correctamente el balance económico. Estas circunstancias hacen posible que haya hornos de combustión y eléctricos funcionando económicamente, aun en operaciones o procesos análogos.

### 2.2.2. TIPOS DE HORNOS INDUSTRIALES PARA CALENTAMIENTO

Los hornos para calentamiento suelen clasificarse según:

**El objetivo por el cual calientan el material:** por ejemplo, para revenido, recocido, carburizado, cementación, forjado, calentamiento para formar o laminar, esmaltado, o algún otro fin.

**La naturaleza de la transferencia de calor del material:** las principales variedades son:

**Hornos tipo estufa,** en los que el calor se transfiere de los productos de la combustión del combustible, en contacto directo con el material calentado, por convección y radiación directa de los gases calientes o por radiación de las paredes calientes del horno.

**Hornos de mufla,** en los que el calor de los gases de combustible se transmite por conducción a través de una mufla metálica o refractaria que protege al material calentado de su contacto con los gases, y luego transmitido por radiación del interior de la mufla al materia calentado, que en ocasión se rodea con gases inertes para impedir su contacto con el aire.

**Hornos de baño líquido,** en los que se calienta una marmita metálica en el exterior o por inmersión. Esta marmita contiene un medio líquido de calentamiento o procesamiento en el cual se transfiere calor al material sumergido en él.

**Horno calentado por tubos radiantes**, en el que el combustible es quemado dentro de tubos metálicos o refractarios los cuales transmiten el calor a la carga por radiación.

**Hornos de recirculación**, en los que el combustible es quemado en una cámara externa, y el producto de dicha combustión mezclado con aire, se hace circular rápidamente a través de la cámara de calentamiento para calentar la carga.

**El método por el que se inyecta el combustible en el horno**; esta clasificación se aplica principalmente al horno tipo estufa e indica si es de inyección directa de combustión por arriba o de combustión por debajo o calentado por tubos radiantes.

**El método para manejar el material dentro del horno**; en los hornos tipo discontinuo el material calentado que se cargó en el horno permanece en la misma posición hasta que se extrae después de que se ha calentado lo suficiente. En un horno continuo el material se desplaza a través del mismo por medios mecánicos que se incluyen empujadores, transportadores de cadenas, hogares circulantes rotatorios, vagonetas, vigas viajeras y hogares de rodillos. Los hornos continuos son principalmente para ahorrar mano de obra y pueden o no economizar combustible.

### **2.2.3 MÉTODOS PARA ECONOMIZAR CALOR.**

Los métodos para economizar calor incluyen el uso de recuperadores o regeneradores, calderas de calor de desecho, aislamientos de los refractarios y control automático de la temperatura en la construcción y operación del horno.

Los recuperadores extraen parte del calor de los gases de combustión que escapan y lo devuelven al horno mediante el precalentamiento del aire de combustión o el combustible que se quema.

### **2.2.4 BALANCE ENERGÉTICO EN HORNOS DE LLAMA PARA CALENTAMIENTO.**

El balance energético de un horno varía, fundamentalmente, en función de si es un horno continuo o un horno intermitente. En los hornos continuos interviene la producción en kg/h o en ton/h, mientras que en los hornos intermitentes es mas importante la carga introducida en cada operación en kg o en ton.

La temperatura en los hornos continuos es prácticamente constante en cada zona a lo largo del tiempo y la temperatura de la carga varía a lo largo del tiempo, pero se mantiene relativamente constante en todo el horno en un instante dado. Dentro de los hornos intermitentes deben distinguirse los procesos en que la temperatura de regulación del horno permanece prácticamente constante, de los procesos en que la temperatura del horno sigue un ciclo de calentamiento, mantenimiento y enfriamiento sin extraer la carga del interior del horno; en los primeros, al introducir la carga, evidentemente baja la temperatura del horno, se enfría el revestimiento cediendo su calor a la carga y la energía cedida por los

elementos calefactores se utiliza en calentar nuevamente el revestimiento y la carga hasta la temperatura de regulación del horno cuyo valor de consigna ha permanecido constante.

El consumo de combustible de un proceso en un horno industrial se determina calculando los componentes del balance energético, cuando se trata del diseño de un horno o midiéndolo en su funcionamiento real, cuando se trata de un horno ya construido.

En todo balance energético es fundamental que las condiciones al final del período en que se hacen las mediciones sean las mismas que al comienzo. Por ello, en los hornos intermitentes las mediciones cubren una carga completa o un ciclo completo y en los hornos continuos las condiciones de trabajo deben ser suficientemente constantes para que las pequeñas variaciones que se produzcan sean despreciables.

### **2.2.5 REFRACTARIOS.**

Es todo material resistente al calor que sea capaz de mantener su estabilidad física y químicas en altas temperaturas. Estos materiales se clasifican de acuerdo a su presentación en el mercado en:

Materiales refractarios modelados en fábrica (aislantes densos)

Materiales refractarios no modelados en fábrica

Fibras refractarias

Los materiales refractarios modelados en fábrica están compuestos por los ladrillos y piezas de forma y dimensiones normalizadas de acuerdo a la norma Covenin 2338-85, así como también, por piezas cuyas dimensiones y formas están establecidas por convenios entre fabricante y cliente. Por otro lado los materiales refractarios no modelados en fábrica son aquellos que están formados por concretos modelables, refractarios plásticos, mezclas apisonables, mezclas para proyección y morteros. Estos materiales se presentan como preparaciones granulares de materiales refractarios que para su uso se mezclan con otro agente lo que forma una mezcla que será vaciada en moldes con el propósito de que al endurecerse tome la forma de la pieza requerida, o en el caso de los morteros forme un pegamento entre las superficies refractarias.

Por último, las fibras refractarias son un producto derivado de uno o más materiales crudos procesados, de características físicas o químicas dispersas, los cuales pueden encontrarse con preformado mecánico o con liga química. Estos materiales son flexibles y se presentan en forma de mantas, laminas y papeles, permitiendo así ser aplicados en superficies curvas e irregulares; o en el caso de las fibras a granel formando un aislamiento en forma modular el cual se instala por vaciado, soplado o a mano.

La función principal de los refractarios en los hornos es minimizar las pérdidas de calor a través de las paredes de éste, de esta manera se logra mantener temperaturas suficientemente altas dentro del horno lo que deriva en menor uso de energía para mantener dicha temperatura.

### 2.2.6 NÚMEROS ADIMENSIONALES.

En el análisis de la convección es práctica común quitar las dimensiones a las expresiones físico-mecánicas que modelan el mecanismo y agrupar las variables, dando lugar a los números adimensionales. En el estudio de convección se utilizan los siguientes números adimensionales:

#### Número de Reynolds.

Representa la relación que hay entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido. Es un indicativo del tipo de flujo de fluido, laminar o turbulento. Se expresa como:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad (2.1)$$

Fuente: Cengel.

#### Número de Nusselt.

Representa la relación que hay entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. En general:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.2)$$

Fuente: Cengel.

Un caso especial del número de Nusselt es cuando existe el flujo alrededor de cilindros y esferas. La longitud característica para un cilindro o una esfera se toma igual al diámetro externo  $D$ , por consiguiente el número de Reynolds se define como.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (2.3)$$

**Fuente: Cengel.**

En general los flujos alrededor de cilindros y esferas comprenden separación del flujo, el cual es difícil de manejar de forma analítica o numérica. De hecho, el flujo alrededor de cilindros y esferas ha sido estudiado de forma experimental por numerosos investigadores y se han desarrollado varias correlaciones empíricas para el coeficiente de transferencia de calor. De las varias relaciones de este tipo de las que se disponen en la literatura para el número de Nusselt promedio en lo relativo al flujo cruzado sobre un cilindro se presenta la propuesta por Churchill y Bernstein:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (2.4)$$

Para  $Re < 10^4$

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{1/2}\right] \quad (2.5)$$

Para  $2 \times 10^4 < Re < 4 \times 10^5$

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (2.6)$$

Para  $4 \times 10^5 < Re < 5 \times 10^6$

**Fuente: Mills.**

Esta relación es bastante completa en el sentido que se correlaciona bien los datos de los que se dispone para el producto del número de Reynolds por Prandtl mayor a 0,2 ( $Re * Pr > 0,2$ ). Las propiedades del fluido se evalúa a temperatura de película, la cual es el promedio de las temperaturas de la corriente libre y de la superficie.

### **Número de Prandtl.**

Representa la relación que hay entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica:

$$Pr = \frac{\text{(Difusividad molecular de la cantidad de movimiento)}}{\text{(difusividad molecular del calor)}}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.7)$$

**Fuente: Cengel.**

### Número de Rayleigh.

Es un número adimensional asociado a la transferencia de calor en el interior del fluido. Para el caso de convección natural en una pared vertical el número de Rayleigh se define como:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (2.8)$$

De igual manera para este caso se puede obtener como el producto del número de Grashof y el número de Prandtl

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (2.9)$$

Fuente: Cengel.

### Número de Grashof

Representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido, rige el régimen de flujo en la convección natural, este se representa como

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (2.10)$$

Fuente: Cengel.

## Número de Biot

Es la razón de la resistencia interna de un cuerpo a la conducción de calor con respecto a su resistencia externa a la convección de calor. Por lo tanto un número pequeño de Biot representa poca resistencia a la conducción de calor y, por tanto, gradientes pequeños de temperatura. El número de Biot viene dado por.

$$Bi = \frac{\bar{h}_{\infty} \cdot L}{k_s} \quad (2.11)$$

**Fuente: Cengel.**

En el análisis de sistemas concentrados se supone una distribución uniforme de temperatura en todo el cuerpo, el cual será el caso sólo cuando la resistencia térmica de éste a la conducción de calor sea cero ( $Bi=0$ ). Por consiguiente el análisis de sistemas concentrados es exacto si  $Bi=0$  y aproximado cuando  $Bi > 0$ . Por supuesto mientras más pequeño sea el  $Bi$ , más exacto es el análisis de los sistemas concentrados. En la mayor parte de los casos, un 20% de incertidumbre en el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  se considera “normal” y “esperado”. Suponer que  $h$  es constante y uniforme también es una aproximación de validez cuestionable, en especial para configuraciones geométricas irregulares. Por lo tanto en ausencia de suficientes datos experimentales para la configuración geométrica considerada, no se puede afirmar que los resultados sean mejores que  $\pm 20\%$ , incluso cuando  $Bi=0$ . Si éste es el caso, la introducción de otra fuente de incertidumbre en el problema, difícilmente tendrá algún efecto sobre la incertidumbre total, siempre que sea de poca importancia. En general se acepta que el análisis de sistemas concentrados es aplicable si  $Bi < 0,1$ .

### **Número de Fourier**

Es una medida del calor conducido a través de un cuerpo en relación con el calor almacenado. Por tanto un valor grande del número de Fourier indica una propagación más rápida del calor a través de un cuerpo. El número de Fourier se expresa como

$$\tau = \frac{\alpha t}{L^2} \quad (2.12)$$

**Fuente: Cengel.**

### **2.2.7 Mecanismos de Transferencia de calor.**

#### **Transferencia de calor por conducción**

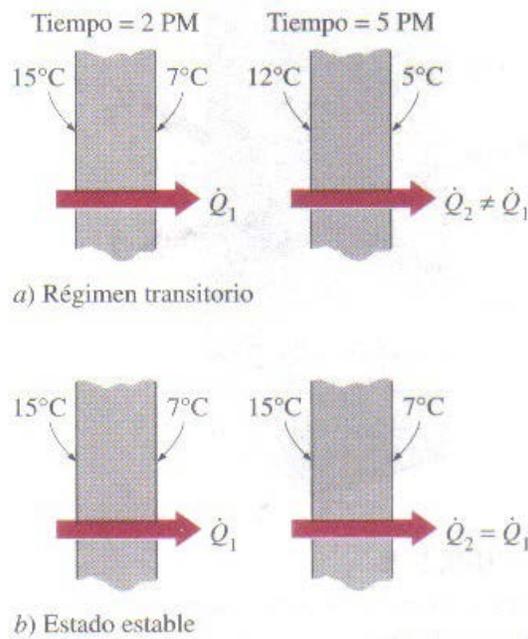
La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de las interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

### **Ecuación de la conducción de calor.**

La transferencia de calor tiene dirección así como magnitud. La velocidad de la conducción del calor en una dirección específica es proporcional al gradiente de temperatura, el cual es el cambio en la temperatura por unidad de longitud en esa dirección. En general, la conducción de calor en un medio es tridimensional y depende del tiempo. Es decir,  $T = T_{(x,y,z,t)}$  y la temperatura en un medio varía con la posición así como con el tiempo. Se dice que la conducción del calor en un medio es estable cuando la temperatura no varía con el tiempo, y no es estable o transitoria cuando si varía. Se dice que la conducción del calor en un medio es unidimensional cuando la conducción se realiza significativamente sólo en una dirección y es despreciable en las otras dos dimensiones, bidimensional cuando la conducción en la tercera dimensión es despreciable y tridimensional cuando la conducción en todas las direcciones es significativa.

### **Transferencia de calor estable en comparación con la transferencia transitoria.**

Los problemas de transferencia de calor a menudo se clasifican como estable o transitorios. El término estable implica que no hay cambio con el tiempo en cualquier punto dentro del medio en tanto que transitorio implica variación con el tiempo o dependencia con respecto al tiempo. Por lo tanto, la temperatura o el flujo de calor, permanecen inalterados con el transcurso del tiempo durante la transferencia de calor estable a través de un medio, en cualquier ubicación, aunque las dos cantidades pueden variar de una ubicación a otra (figura 2.1).



**Figura 2.1. Conducción del calor estable y transitorio en una pared plana. Fuente: Çengel.**

Durante la transferencia de calor transitoria, la temperatura normalmente varía tanto con el tiempo como con la posición. En el caso especial de variación con el tiempo pero no con la posición, la temperatura del medio cambia uniformemente con el tiempo. Los sistemas de transferencia de calor de este tipo se llaman sistemas globales. Por ejemplo, un pequeño objeto metálico con una unión de un termopar o un alambre delgado de cobre se puede analizar con un sistema concentrado durante un proceso de calentamiento o enfriamiento.

La temperatura cambia de la temperatura inicial  $T_i$ , a la de los alrededores  $T_{\infty}$ , al final del proceso transitorio de conducción de calor. Por tanto la cantidad máxima de calor ( $Q_{max}$ ) que un cuerpo puede ganar es sencillamente el cambio en el contenido de energía del cuerpo. Es decir,  $Q_{max}$  representa la cantidad de transferencia de calor para  $t \rightarrow \infty$ . Es obvio que la cantidad de calor  $Q$  en un tiempo finito  $t$  será menor que el máximo. Esta fracción de calor  $Q$ , se puede determinar a partir de las siguientes relaciones.

Para pared plana:

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{pared} = 1 - \theta_{0,pared} \frac{\sin \lambda_1}{\lambda_1} \quad (2.13)$$

Para cilindro:

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{cil} = 1 - 2\theta_{0,cil} \frac{J_1(\lambda_1)}{\lambda_1} \quad (2.14)$$

Para una esfera:

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{esfera} = 1 - 3\theta_{0,esfera} \frac{\sin \lambda_1 - \lambda_1 \cos \lambda_1}{\lambda_1^3} \quad (2.15)$$

Donde  $\lambda_1$ ,  $J_1$  son constantes, dependen del número de Biot y se encuentran tabuladas.

Para una caso bidimensional la aplicación de estas relaciones viene dada por

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{total\ 2D} = \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_1 + \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_2 \times \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_1\right) \quad (2.16)$$

**Fuente: Cengel.**

La mayoría de los problemas de transferencia de calor que se encuentran en la práctica son de naturaleza transitoria, pero suelen analizarse bajo condiciones que se presumen estables, ya que los procesos estables son más fáciles de analizar y suministran repuestas a nuestras preguntas. Por ejemplo, la transferencia de calor a través de las paredes y el techo de una casa típicas nunca es estacionaria, puesto que las condiciones en el exterior, como la temperatura, la velocidad y dirección del viento, la ubicación del sol, etc., cambian en forma constante. Las condiciones dentro de una casa típica tampoco son tan estables, por lo tanto, es casi imposible realizar el análisis de transferencia de calor de una

casa con exactitud. Pero, entonces, ¿en realidad se necesita un análisis profundo de la transferencia de calor? Si la finalidad del análisis de transferencia de calor de una casa es determinar el tamaño apropiado de un calefactor, que suele ser el caso más común, se necesita conocer la velocidad máxima de la pérdida de calor de esa casa, que se calcula al considerar la pérdida de calor en las peores condiciones, en un período extendido; es decir, durante operación estable en las peores condiciones. Por consiguiente se puede conseguir la respuesta a la pregunta al llevar a cabo un análisis de transferencia de calor en condiciones estables. Si el calefactor es suficientemente grande para mantener la casa caliente en las peores condiciones presuntas, es idóneo para cualquier situación.

### **Transferencia de calor multidimensional**

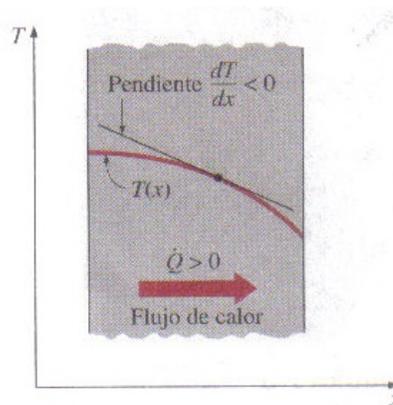
Los problemas de transferencia de calor también se clasifican como unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales, dependiendo de las magnitudes relativas de las velocidades de transferencia en las diferentes direcciones y de los niveles de exactitud deseados. En el caso más general la transferencia de calor a través de un medio es tridimensional. Es decir la temperatura varía a lo largo de las tres direcciones primarias dentro del medio durante el proceso de transferencia de calor. En este caso general la distribución de temperatura de uno a otro lado del medio en un momento específico, así como la velocidad de transferencia de calor en cualquier ubicación se puede describir por un conjunto de tres coordenadas, tales como  $x, y$  y  $z$ , en el sistema de coordenadas rectangulares, la  $r, \varphi$  y  $z$ , en el sistema de coordenadas cilíndricas, y la  $r, \varphi$  y  $\theta$ , en el sistema de coordenadas esféricas ó polar. En este caso, la distribución de temperatura se expresa como  $T_{(x,y,z,t)}$ ,  $T_{(r,\varphi,z,t)}$  y  $T_{(r,\varphi,\theta,t)}$  en los respectivos sistemas de coordenadas.

La velocidad de transferencia de calor a través de un medio en una dirección específica es proporcional a la diferencia de temperatura entre uno y otro lado del medio y al área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, pero es inversamente proporcional a la distancia en esa dirección. Esto se expresa en forma diferencial por la ley de Fourier de la conducción de calor en forma unidimensional, como:

$$\dot{Q}_{cond.} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.17)$$

**Fuente: Cengel.**

Donde  $k$  es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad del material para conducir calor y  $\frac{dT}{dx}$  es el gradiente de temperatura, es decir, la pendiente de la curva de temperatura sobre un diagrama T-x (figura 2.2).



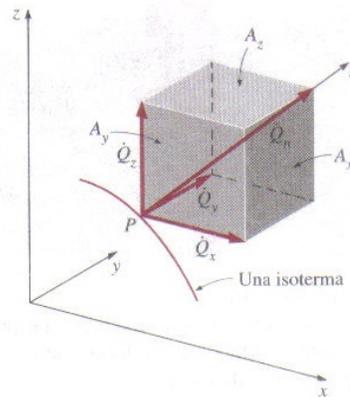
**Figura 2.2. El gradiente de temperatura  $dT/dx$  es simplemente la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama T-x. Fuente: Çengel.**

En general, la conductividad térmica de un material varía con la temperatura. Pero se pueden obtener resultados, suficientemente exactos al usar un valor constante para la conductividad térmica a la temperatura promedio.

El calor es conducido en la dirección de la temperatura decreciente y, por tanto, el gradiente de temperatura es negativo cuando el calor es conducido en la

dirección positiva de  $X$ . El signo negativo de la ecuación 2.17 garantiza que la transferencia de calor en la dirección positiva de  $X$  sea una cantidad positiva.

Con el fin de obtener una relación general para la ley de Fourier de la conducción de calor, considere un medio en el cual la distribución de temperatura es tridimensional. En la figura 2.3



**Figura 2.3.** El vector transferencia de calor siempre es normal a una superficie isotérmica y se puede transformar en sus componentes como cualquier otro vector. Fuente: Çengel.

Se muestra una superficie isotérmica en ese medio. El vector de flujo de calor en un punto  $P$  sobre esta superficie debe ser perpendicular a ella y debe apuntar en la dirección de la temperatura decreciente. Si  $n$  es la normal a la superficie isotérmica en el punto  $P$ , la velocidad de la conducción de calor en ese punto se puede expresar por la ley de Fourier como

$$\dot{Q}_n = -kA \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.18)$$

En coordenadas rectangulares, el vector conducción del calor, se puede expresar en término de sus componentes como

$$\vec{Q}_n = \dot{Q}_x \vec{i} + \dot{Q}_y \vec{j} + \dot{Q}_z \vec{k} \quad (2.19)$$

Donde  $\vec{i}, \vec{j}$  y  $\vec{k}$  son los vectores unitarios, y  $\dot{Q}_x, \dot{Q}_y$  y  $\dot{Q}_z$  son las magnitudes de las velocidades de transferencia de calor en las direcciones  $x, y$  y  $z$ , las cuales una vez más se pueden determinar a partir de la ley de Fourier como

$$\dot{Q}_x = -kA_x \frac{\partial T}{\partial x}, \quad \dot{Q}_y = -kA_y \frac{\partial T}{\partial y} \quad \text{y} \quad \dot{Q}_z = -kA_z \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.20)$$

**Fuente: Cengel.**

Aquí,  $A_x, A_y$  y  $A_z$  son las áreas de conducción del calor normales a las direcciones  $x, y$  y  $z$ , respectivamente.

La mayor parte de los materiales de ingeniería son de naturaleza isotrópica y por tanto, tienen las mismas propiedades en todas las direcciones. Para esos materiales no es necesario preocuparse por la variación de las propiedades con la dirección. Pero en los materiales anisotrópicos, como los fibrosos o compuestos, las propiedades pueden cambiar con la dirección. En estos casos puede ser que se necesite expresar la conductividad térmica como una cantidad tensorial, para tomar en cuenta la variación con la dirección.

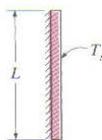
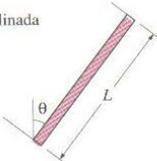
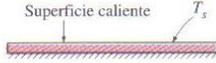
### **Transferencia de calor por convección.**

La convección es el modo de transferencia de calor entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que se encuentran en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y del fluido en movimiento.

Existen dos tipos de convección, la convección natural y la convección forzada.

Se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido.

La transferencia de calor por convección natural sobre una superficie depende de la configuración geométrica de la misma así como de su orientación. También depende de la variación de la temperatura y de las propiedades termofísicas del fluido que interviene. Para el cálculo en convección natural se hace uso de las correlaciones de la figura 2.4 Para el cálculo del número de Nusselt.

Configuración geométrica	Longitud característica $L_c$	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	$L$	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	$L$		Utilídense las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente  Reemplácese $g$ por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
Placa horizontal (Área superficial $A$ y perímetro $p$ ) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	$A_s/p$	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23)
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)

**Figura 2.4. Correlaciones del numero de Nusselt para convección natural. Fuente: Cengel.**

En los estudios de transferencia de calor la variable principal es la temperatura y resulta conveniente expresar la fuerza neta de empuje en términos de las diferencias de temperatura. Pero esto requiere que se exprese la diferencia de densidades en términos de diferencias de temperatura, lo cual requiere el

conocimiento de una propiedad que represente la variación de la densidad de un fluido con la temperatura a presión constante, la propiedad que proporciona esa información es el coeficiente de expansión volumétrica, definido como

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (2.21)$$

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento.

La velocidad de transferencia de calor por convección se expresa por la Ley de Newton del enfriamiento como

$$\dot{Q}_{convección} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.22)$$

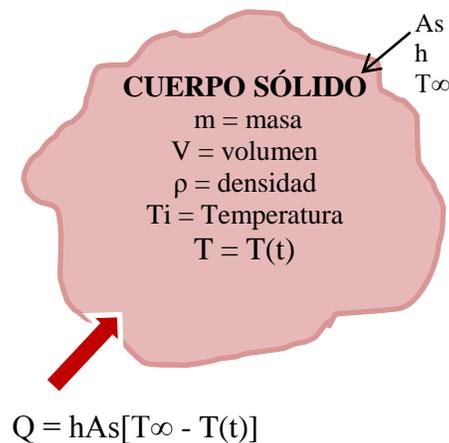
La temperatura de fluido en la capa límite varía desde  $T_s$ , en la superficie hasta  $T_\infty$  en el borde exterior de dicha capa. Las propiedades del fluido también varían con la temperatura y, por tanto, con la posición a través de la capa límite. Para tomar en cuenta la variación de las propiedades, con la temperatura, las propiedades del fluido suelen evaluarse en la llamada temperatura de película, definido como

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (2.23)$$

La cual es el promedio aritmético de las temperaturas superficial y la de la corriente libre. Entonces se supone que las propiedades del fluido permanecen constantes en esos valores durante el flujo completo.

En el análisis de la transferencia de calor, se observa que algunos cuerpos se comportan como un “bulto” cuya temperatura interior permanece uniforme en todo momento durante un proceso de transferencia de calor. La temperatura de esos cuerpos se puede tomar sólo como una función del tiempo  $T(t)$ . El análisis que utiliza esta idealización se conoce como análisis de sistemas concentrados, el cual proporciona una gran simplificación en ciertas clases de problemas de transferencia de calor sin mucho sacrificio de la exactitud.

Considere un cuerpo de forma arbitraria y masa  $m$ , volumen  $V$ , densidad  $\rho$ , área superficial  $A_s$  y calor específico  $C_p$ , inicialmente a una temperatura  $T_i$  (figura 2.5). En el instante  $t=0$ , el cuerpo está colocado en un medio a la temperatura  $T_\infty$  y se lleva a efecto transferencia de calor entre ese cuerpo y su medio ambiente, con un coeficiente de transferencia de calor  $h$ . En beneficio de la discusión se supondrá que  $T_\infty > T_i$ , pero el análisis es igualmente válido para el caso opuesto. Se supondrá que el análisis de sistemas concentrados es aplicable, de modo que la temperatura permanece uniforme dentro del cuerpo en todo momento y sólo cambia con el tiempo  $T = T(t)$ .



**Figura 2.5. Configuración geométrica y parámetros que intervienen en el análisis de sistemas concentrados. Fuente: Cengel**

Durante un intervalo diferencial de tiempo  $dt$ , la temperatura del cuerpo se eleva a una cantidad diferencial  $dT$ . Un balance de energía del sólido para el intervalo de tiempo  $dt$  se puede expresar como

$$\left( \begin{array}{c} \text{transferencia de calor hacia el cuerpo} \\ \text{durante } dt \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{El incremento en la} \\ \text{energía del cuerpo} \\ \text{durante } dt \end{array} \right)$$

O bien

$$hA_s(T_\infty - T)dt = mC_p dT \quad (2.24)$$

Dado que  $m = \rho V$  y  $dT = d(T - T_\infty)$ , puesto que  $T_\infty$  es una constante, la ecuación 2.24 se puede reacomodar como

$$\frac{d(T - T_\infty)}{T - T_\infty} = \frac{hA_s}{\rho V C_p} dt \quad (2.25)$$

Al integrar desde  $t = 0$ , en el cual  $T = T_i$ , hasta cualquier instante  $t$ , en el cual  $T = T_{(t)}$ , da

$$\ln \frac{T_{(t)} - T_\infty}{T_i - T_\infty} = - \frac{hA_s}{\rho V C_p} t \quad (2.26)$$

Al tomar el exponencial de ambos miembros y reacomodar, se obtiene

$$\frac{T_{(t)} - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-bt} \quad (2.27)$$

Donde

$$b = \frac{\bar{h}_{\infty} \cdot A_s}{\rho \cdot V \cdot C_p} \quad (2.28)$$

Es una cantidad positiva cuya dimensión es (tiempo)<sup>-1</sup>. El recíproco de  $b$  tiene unidad de tiempo (por lo común s) y se llama constante de tiempo.

Una vez que, con base en la ecuación 2.24, se cuenta con la temperatura  $T_{(t)}$  en el instante  $t$ , se puede determinar la velocidad de la transferencia de calor por convección entre el cuerpo y su medio ambiente en ese tiempo a partir de la ecuación de la ley de Newton del enfriamiento como

$$\dot{Q}_{(t)} = hA_s [T_{(t)} - T_{\infty}] \quad (2.29)$$

La cantidad total de transferencia de calor entre el cuerpo y el medio circundante durante el intervalo de tiempo de  $t = 0$  hasta  $t$  es simplemente el cambio en el contenido de energía de ese cuerpo:

$$Q = mC_p [T_{(t)} - T_i] \quad (2.30)$$

La cantidad de transferencia de calor llega a su límite superior cuando el cuerpo alcanza la temperatura  $T_{\infty}$  del medio circundante. Por lo tanto, la transferencia de calor máxima entre el cuerpo y sus alrededores es

$$Q_{max} = mC_p (T_{\infty} - T_i) \quad (2.31)$$

**Fuente: Cengel.**

### 2.2.8 Resistencias térmicas

Hay una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica, de la misma manera que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se asocia una resistencia térmica con la conducción de calor. La resistencia térmica para la conducción es:

$$Rt_{cond} = \frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{q_x}$$

$$Rt_{cond} = \frac{L}{kA} \quad (2.32)$$

Una resistencia térmica también se asocia con la transferencia de calor mediante la convección a una superficie y mediante la radiación entre la superficie y sus alrededores.

La resistencia térmica para la convección es:

$$Rt_{conv} = \frac{\Delta T}{q}$$

$$Rt_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.33)$$

Y la resistencia térmica por radiación es:

$$Rt_{rad} = \frac{\Delta T}{q_{rad}}$$

$$Rt_{rad} = \frac{1}{h_{rad}A} \quad (2.34)$$

$$h_{rad} = \epsilon\sigma(T_s + T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \quad (2.35)$$

$$\Delta T = T_s - T_\infty \quad (2.36)$$

Los circuitos térmicos también sirven para sistemas más complejos, como las paredes compuestas. Estas paredes incluyen cualquier número de resistencias térmicas en serie y en paralelo debido a capas de diferentes materiales; entonces para una pared compuesta en serie, se tiene que la transferencia unidimensional de calor se expresa como:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\sum Rt} \quad (2.37)$$

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{1/h_1A + e_a/Ak_a + e_b/Ak_b + e_c/Ak_c + 1/h_4A} \quad (2.38)$$

En sistemas compuestos es conveniente trabajar con lo que se denomina coeficiente global de transferencia de calor “U”, que se define como una expresión análoga de la ley de enfriamiento de Newton, en consecuencia.

$$q_x = UA\Delta T \quad (2.39)$$

$$U = \frac{1}{\sum Rt} = \frac{1}{1/h_1 + L_A/k_a + L_b/k_b + L_c/k_c + 1/h_4} \quad (2.40)$$

Por otro lado la resistencia total para una configuración en serie o paralelo, queda como:

$$\frac{1}{\sum Rt} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2.41)$$

$$\sum Rt = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (2.42)$$

**Fuente: Kreith.**

### 2.2.9 Esfuerzo en vigas.

Una viga es cualquier elemento que soporta cargas de manera transversal a su eje longitudinal, y se puede soportar cargas también en dirección axial. Una viga puede quedar cargada con alguna combinación de fuerzas o momentos distribuidos y/o concentrados; a su vez, las fuerzas aplicadas crearán fuerzas cortantes y momentos de flexión. Un análisis de carga debe encontrar la magnitud y distribución espacial de estas fuerzas cortantes y estos momentos de flexión en las vigas.

### 2.2.10 Tensión Axial.

La carga axial es uno de los tipos más sencillos de carga que se puede aplicar a un elemento. Se supone que la carga se aplica a través del centroide de área del elemento y que las dos fuerzas de oposición son colineales a lo largo del eje de las X. Los esfuerzos normales aplicados para la tensión pura se pueden calcular a partir de:

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad (2.43)$$

**Fuente: Norton.**

### 2.2.11 Esfuerzo de flexión.

Cuando la viga está sometida a esfuerzos de flexión pura sin cargas axiales o cortantes se puede calcular el esfuerzo máximo de flexión, el cual ocurre en las fibras exteriores de la viga, y se expresa de la siguiente forma:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{Z} \quad (2.44)$$

$$Z = \frac{I}{c} \quad (2.45)$$

Fuente: Norton.

### 2.2.12 Esfuerzo por corte directo.

El corte directo ocurre en situaciones donde no hay flexión presente, este se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{cortante}} \quad (2.46)$$

Fuente: Norton.

### 2.2.13 Compresión Axial (columnas).

Cuando se invierte la dirección de la carga axial para colocar la viga a compresión, la ecuación 2.43 no es suficiente para determinar cual es la carga

segura para este; se trata entonces de una columna, y puede fallar por pandeo más que por compresión.

Una columna corta fallará a compresión, una columna intermedia o una larga fallará por pandeo. El factor que determina si la columna es corta o larga es su *relación de esbeltez*, la cual se expresa como:

$$S_r = \frac{L_e}{K} \quad (2.47)$$

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.48)$$

Entonces si  $S_r$  es ligeramente menor a 10, se considera a la viga como una columna corta y se aplicara el límite elástico del material a compresión como factor límite. Para columnas largas e intermedia se requiere el cálculo de la carga crítica; para las columnas largas se utiliza la fórmula de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_e^2} = \frac{A \cdot \pi^2 \cdot E}{\left(\frac{L_e}{K}\right)^2} \quad (2.49)$$

Y para las intermedias la de Johnson:

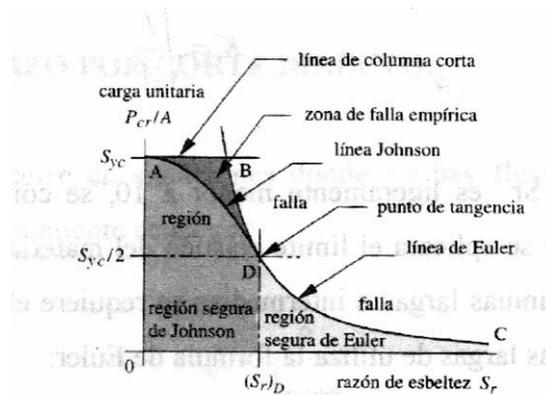
$$P_{cr} = A \left[ S_y - \frac{1}{E} \cdot \left( \frac{S_y \cdot S_r}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right] \quad (2.50)$$

Para decidir si se requiere la ecuación de Euler o de Johnson, se determina la razón de esbeltez en el punto tangente  $S_{rD}$  y se compara con el  $S_r$  real de la columna,

$$S_{rD} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E}{S_y}} \quad (2.51)$$

**Fuente: Norton.**

Entonces si la razón de esbeltez de la columna queda hacia la izquierda del punto tangente será una columna Johnson y si queda del lado derecho se trata como una columna Euler. Ver figura 2.6



**Figura 2.6 Líneas de falla de columnas de Euler, Johnson y cortas Fuente: Norton**

### 2.2.14 Tensiones combinadas

Cuando un elemento de máquina está sometido a un sistema de cargas simple, el criterio de falla es usualmente fácil de aplicar: cuando una de las tensiones directas, tensiones de tracción o de compresión o de corte, actuando separadamente, es superior a la resistencia a la fluencia del material del cual está fabricada la pieza o el elemento de máquina considerado, decimos que hay falla. Pero cuando éste elemento, está sometido a un estado no simple de tensiones se

introducen las teorías de falla las cuales son explicaciones, o ensayos de explicaciones, que nos tratan de señalar cuando y como falla un elemento de máquina.

### 2.2.15 Teorías de Fallas (Von Mises-Hencky).

También denominada teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión.

En 1904, en Polonia, M. T. Hueber escribió que por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente, S. Timoshenko, en su *History of Strength of Materials* McGraw-Hill, Nueva York, 1953, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que plantea en 1856. Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma de elástica sufre un (ligero) cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño. La energía necesaria para producir este cambio se almacena en forma de energía elástica. Por lo tanto, un determinado material tiene una capacidad limitada y definida de energía de distorsión o de corte, por lo tanto cualquier intento por someter al material a cantidades mayores de energía de distorsión, provocaría la falla del elemento. La forma mas corriente utilizada para expresar la de la energía de distorsión es

$$S_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_x^2} \quad (2.52)$$

**Fuente: Norton.**

Todas estas teorías de falla pueden utilizarse como criterios de diseño al sustituir  $S_y$  por la relación  $S_y/N$  comúnmente designada como  $\sigma_{ADM}$ , el valor  $N$  representa el factor de seguridad.

### 2.2.16 Fatiga

En su mayoría, las fallas en los elementos de máquina se deben a cargas que varían con el tiempo y no a cargas estáticas. Estas fallas suelen ocurrir a niveles de esfuerzo muy por debajo del límite elástico de los materiales, es por eso que manejar solo teoría de fallas estáticas puede ocasionar diseños poco seguros cuando las cargas son dinámicas.

Moore, luego de sus ensayos hace la siguiente propuesta: para cualquier tipo de tensiones variables, lo importante es determinar  $\sigma_{max}$  y  $\sigma_{min}$  y con ellos calcular

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.53)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.54)$$

En estas expresiones,  $\sigma_m$  se denomina tensión media,  $\sigma_a$  se denomina amplitud de tensión.

En el análisis riguroso como el que se esta proponiendo se debe indicar el valor significativo de  $\sigma_m$ , puede considerarse como la porción constante de la tensión variable aplicada, es decir, que puede ser tratada como el equivalente de una carga estática. En cambio la amplitud de tensión  $\sigma_a$  debe considerarse como

la fracción verdaderamente variable de la carga aplicada, la cual es la que produce fatiga en el elemento de máquina.

El criterio más conservador es el que indica la ecuación de Soderberg la cual puede escribirse como

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_{ADM} = \sigma_m + \sigma_a \frac{S_y}{S_n} \quad (2.55)$$

**Fuente: Norton.**

Donde  $S_n$  es el límite de fatiga y viene dado por  $0,5S_u$  este último es el esfuerzo último del material.

## **CAPITULO III**

### **MARCO METODOLÓGICO**

En el siguiente capítulo se presentara un procedimiento detallado de manera secuencial que ayudó a cumplir con el propósito general de la investigación.

#### **3.1 NIVEL DE INVESTIGACIÓN**

A partir del problema planteado y en función de los objetivos esta investigación se clasifica como de tipo descriptiva. Según Arias (2006.pag 24), una investigación descriptiva “consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno o grupo con la finalidad de establecer su estructura o comportamiento”. En este proyecto se determinó todas las características geométricas y térmicas del dispositivo con el fin de satisfacer las necesidades de la empresa antes mencionada.

Por otra parte la metodología utilizada para efectuar la investigación se enmarcó dentro de la modalidad de proyecto factible, la cual según Gómez C (2000) se define como “el método de procesar la información para producir un conocimiento útil capaz de transformar la realidad local, regional y nacional que permita mejorar la calidad de vida en los rubros relacionados con la investigación, la ciencia y la tecnología”.

### **3.2 TIPO DE INVESTIGACIÓN**

El desarrollo de este proyecto se logró a través de estrategias combinadas de investigación documental y de campo según Arias F (1999) en las cuales se realiza “la obtención y análisis de datos provenientes de material impreso u otros tipo de documentos” (p.27) y “la recolección de datos directamente de la realidad donde ocurren los hechos”. (p.31).

### **3.3 RECURSOS.**

A continuación se presentan los recursos humanos y materiales con los que se contó para realizar la investigación.

Recursos humanos:

El Ing. Oscar Chalita en la empresa Forjaven.

El Prof. Nilo Espinoza tutor de la investigación.

Recursos materiales:

La empresa Forjaven donde se recolectó la información técnica básica y lugar donde se planteó el diseño.

La Universidad de Carabobo en específico la escuela de Ingeniería Mecánica.

### **3.4 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.**

En función de los objetivos planteados y de manera de establecer una secuencia de actividades se estructuró este trabajo de investigación en seis etapas, cuyo cumplimiento derivó directamente en el planteamiento de solución del problema que presenta la empresa. Algunas de estas etapas a su vez estarán desglosadas en fases para ofrecer detalles del procedimiento.

#### **3.4.1 PRIMERA ETAPA: Documentación bibliográfica.**

En esta etapa se investigó la bibliografía sobre el proceso de forja en caliente, se hizo una documentación y revisión de trabajos realizados sobre diseño de hornos de calentamiento, así como también se tomó en cuenta la experiencia de los obreros relacionados a este proceso en la empresa.

#### **3.4.2 SEGUNDA ETAPA: Evaluación de las condiciones de operación.**

Esta etapa se desarrolló en cuatro fases que se muestran a continuación.

##### **Fase I: Determinación de las dimensiones de espacio disponibles.**

Determinación del espacio y la disposición que posee la empresa para el diseño, de manera de delimitar la estructura física del horno y sus equipos.

##### **Fase II: Reconocimiento y evaluación de los servicios ya instalados.**

Conocer que servicios están instalados, cuales son sus condiciones y valores característicos (caudal, presión, temperatura, etc.), con el fin de considerarlos en el diseño.

### **Fase III: Obtención de las necesidades y requerimientos de la empresa.**

Conocer los requerimientos y expectativas de la empresa desde el punto de vista de producción, de seguridad y eficiencia para basar el diseño en estos parámetros.

### **Fase IV: Caracterización de la materia prima.**

Obtener las características de la pieza: Diámetro, largo promedio, material y disposición por lote.

Se recolectaron 100 piezas al azar y se tomaron sus dimensiones (diámetro, largo), variables necesarias para el cálculo del calor de calentamiento requerido y para determinar la fuerza debido al peso usado en el cálculo mecánico, para así. Al tomar la de mayor dimensión, se estudió una pieza que posee más material y por ende consume más calor, al garantizarse el calentamiento de esta pieza, se garantiza el calentamiento del resto,

### **3.4.3 TERCERA ETAPA: Planteamiento de las posibles soluciones.**

Una vez conocidas todas las condiciones de trabajo y los requerimientos de la empresa se procedió a plantear las posibles soluciones a través de diferentes técnicas como la tormenta de ideas, analogía, principio de la semejanza y contraste, etc.

### **3.4.4 CUARTA ETAPA: Selección de la mejor solución.**

Esta etapa consistió en evaluar todas las soluciones generadas anteriormente y por medio del “método de ponderación de criterios y soluciones” seleccionar la que cumpla con las necesidades, criterios y restricciones planteadas.

### **3.4.5 QUINTA ETAPA: Desarrollo de la mejor solución.**

En esta etapa se presenta la metodología de cálculo usada para el diseño mecánico y térmico de la solución seleccionada, así como también materiales, equipos y componentes que lo conforman.

#### **Metodología de cálculo.**

- **Diseño Térmico.**

Antes de comenzar plenamente con el diseño térmico se debió establecer el tiempo de calentamiento requerido para cumplir con la producción, este está estrechamente relacionado con datos obtenidos en la empresa y se obtiene con la siguiente ecuación

$$t_{CR} = t_{TP} - t_{CD} \quad (3.1)$$

Es necesario conocer este tiempo en primera instancia puesto que será usado para comparar con el tiempo de calentamiento teórico en un proceso de tanteo.

El diseño térmico del sistema como tal se realizó en base a una pieza para así simplificar los cálculos y se dividió de la siguiente forma: determinación de las propiedades del aire circundante a la pieza, cálculo del coeficiente de convección, cálculo del tiempo de calentamiento teórico, con el fin de determinar las condiciones a la que está sometida la pieza, y cálculo de flujo de calor para determinar la configuración de aislantes y el calor que se necesita suministrar.

### **Determinación de las propiedades del aire circundante a las piezas.**

Estas se determinaron con el uso de la ecuación 2.23 relacionada con la temperatura de película.

Con esta temperatura se seleccionó en la tabla de propiedades del aire (ver anexo 1), y se tomaron los valores de conductividad térmica ( $k$ ), densidad ( $\rho$ ), calor específico ( $C_p$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), viscosidad cinemática ( $\nu$ ) y número de Prandtl, esto motivado a que son variables necesarias en el cálculo del coeficiente de convección. Es necesario también conocer las propiedades térmicas del material que se va a calentar porque son variables presentes a lo largo de todo el cálculo térmico.

### **Cálculo del coeficiente de convección.**

Para determinar este coeficiente se debió realizar un proceso de tanteo, por la existencia de variables cuyas magnitudes no eran fijas, manipulando la velocidad y la

temperatura del aire, con la finalidad de conseguir que el tiempo de calentamiento teórico sea lo más cercano al tiempo de calentamiento requerido obtenido anteriormente, para de esta manera comprobar que las condiciones en las que se encuentra el tiempo calculado se cumpla con la producción.

Se debe conocer como es el flujo de aire, esto se determina con la ecuación 2.1 referida al número de Reynolds.

Posteriormente se calculó el número de Nusselt usando correlaciones experimentales, debido a que estas correlaciones ofrecen resultados con un porcentaje mínimo de error simplificando en gran medida el cálculo, de las cuales se selecciona la ecuación correspondiente de la 2.4, 2.5 y 2.6 según sea el valor del número de Reynolds.

El valor de Nusselt obtenido se reemplaza en la ecuación 2.2 de la definición del mismo, para obtener finalmente el coeficiente de convección promedio.

### **Cálculo del tiempo de calentamiento teórico.**

El tiempo de calentamiento se determinó realizando un estudio de transferencia de calor en régimen transitorio, debido a que la pieza se encuentra a una temperatura distinta a la requerida por el proceso, es necesario determinar cuanta energía requiere elevar su temperatura, esto se logra con el estudio en régimen transitorio.

Para determinar el criterio de estudio que se va a utilizar se debe determinar el número de Biot que se obtiene con la ecuación 2.10

Si  $Bi < 0,1$  se está en el caso donde se puede asumir que la temperatura dentro del sólido no varía significativamente y puede ser considerada como constante, si  $Bi > 0,1$  deberá realizarse un estudio exacto conociendo que la temperatura dentro del sólido será diferente entre la superficie y el centro. Como las dimensiones físicas del

cilindro en estudio son pequeñas (ver tabla 4.1) y posee alta conductividad térmica es muy probable que se esté en el primer caso por lo cual se usó este criterio que se describe con las ecuaciones 2.27 y 2.28.

Luego de obtener el valor más cercano al tiempo de calentamiento requerido se selecciona la velocidad que arroja este resultado para la selección del ventilador que cumpla con esta necesidad, para ello debe obtenerse el caudal de aire que se determina con la siguiente ecuación

$$\dot{V} = VA \quad (3.2)$$

Donde el área es el área del ducto a la entrada (ver anexo 18)

### **Cálculo de flujos de calor**

Cantidad de calor necesario para una pieza.

Para realizar este estudio debe conocerse el número de Fourier que viene dado por la ecuación 2.11

El estudio de conducción de calor es bidimensional y la pieza se considera para su estudio como un cilindro infinito de diámetro D, y una placa plana de espeso 2L, La temperatura adimensional se obtiene de la ecuación,

$$\theta_{0,pared} = \theta_{0,cil} = \frac{T_0 - T_\infty}{T_i - T_\infty} = A_1 e^{-\lambda_1^2 \tau} \quad (3.3)$$

Los valores de  $\lambda_1$ ,  $J_1$  están tabulados y dependen del número de Biot (ver anexo 2 y 3)

Seguidamente se determinó la fracción de calor bidimensional con la ecuación 2.16.

El máximo flujo de calor que un objeto puede aportar o absorber viene dado por la ecuación 2.31 del calor sensible. Se sustituyó la masa por el producto del volumen por la densidad ( $\rho V$ ).

Para obtener cada uno de los valores de las fracciones de calor se usaron las ecuaciones 2.13 y 2.14 referidas a cilindro infinito y pared plana infinita

Una vez obtenido la fracción de calor bidimensional se despejó el flujo de calor requerido.

Este representa el calor por pieza, para el total sería

$$Q_{lote} = Q \times M_l \quad (3.4)$$

El flujo de calor viene dado por la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_M = \frac{Q_{lote}}{t_{CT}} \quad (3.5)$$

Flujo de calor a través de las paredes del horno.

Con el fin de obtener la configuración de aislante se debió conocer en primer lugar los coeficientes de transferencia de calor por convección, estos dependen de las condiciones del ambiente tanto internas como externas, en este sentido debe evaluarse las propiedades del aire para ambas temperaturas.

Con la temperatura absoluta del fluido se obtuvo el coeficiente de expansión volumétrica para un gas ideal según la ecuación 2.21, con el fin de determinar el

número de Grashof según la ecuación 2.12, posteriormente se debió caracterizar el fluido obteniendo el número de Rayleigh según la ecuación 2.9.

Este valor es usado para obtener el número de Nusselt usando las correlaciones de la figura 2.4 según sea el caso, de manera de obtener el coeficiente de convección natural despejando de la ecuación 2.2.

Las propiedades de cada aislante fueron tomados de catálogos disponibles en el mercado venezolano. La selección de estos también se basó en los siguientes puntos:

Menor conductividad térmica.

Menor costo.

Menor peso.

Para así limitar las posibilidades de configuraciones de aislante disponibles en el mercado.

Con el uso de la ecuación 2.37, se construyó un sistema de ecuaciones de dos por dos, siendo las incógnitas el calor por unidad de área y el espesor de la manta, esto debido a que el resto de las dimensiones de los aislantes son conocidas. Para la construcción de cada ecuación se consideró el flujo de calor desde el interior del horno hasta la pared exterior y de ahí hasta el ambiente, luego con el método de sustitución se despejó el espesor de manta obteniéndose la siguiente expresión

$$e_m = \left[ \left( \frac{T_i - T_{se}}{T_{se} - T_\infty} \right) \left( \frac{1}{h_\infty} \right) - \left( \frac{1}{h_1} + \frac{e_l}{k_l} + \frac{e_a}{k_a} \right) \right] k_m \quad (3.6)$$

Con este valor se obtuvo el flujo de calor por unidad de área que al ser multiplicado por el área superficial de las paredes del horno se obtiene el flujo de

calor total que escapa por las paredes. El área de cada sección variará según sea el caso, pero la metodología de cálculo será la misma.

### Carga térmica del horno

El calor requerido o carga térmica es la suma del calor requerido por lote y el calor producto de la pérdida por las paredes; por lo que:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_M + \sum \dot{Q}_P \quad (3.7)$$

- **Diseño Mecánico**

Para el diseño mecánico se divide el estudio para las siguientes partes: soportes del horno y mecanismos de puertas.

### **Soportes del horno.**

Los soportes del horno serán los encargados de resistir el peso de dispositivo, equipos y accesorios. Por esta razón se sometió la estructura metálica a estudios estáticos como compresión, tracción, corte, etc. Para determinar el perfil a usar en la construcción de la estructura.

Primeramente se calculó la fuerza a la que estará sometida esta estructura, que no es más que el peso de la cámara calentamiento, incluyendo el lote de piezas. Según la ecuación 3.8

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.8)$$

Despejando la masa se obtiene.

$$m = \rho V \quad (3.9)$$

La densidad provino de las tablas de propiedades y catálogos de vendedores, por otro lado el volumen se determina multiplicando el área usada en el cálculo térmico por el espesor de cada material para obtener la masa, que al multiplicarla por la fuerza de gravedad resulta la fuerza aplicada a la estructura.

Posteriormente a esto se realizaron los diagramas de cuerpo libre y diagramas de corte y momento para las partes críticas de la estructura. De ahí se obtienen la fuerza de corte directo con la ecuación 2.46 y el momento flector máximo con las ecuaciones 2.44 y 2.45 , luego con la ecuación 2.52 de la teoría de falla de Von Mises-Hencky, se estudiaron los esfuerzos combinados a los que están sometidas cada una de estas piezas. Seguidamente se realizó un estudio de fatiga según la ecuación 2.55 referente al criterio de Soderberg para evaluar el desempeño de las piezas sometidas a esfuerzos variables, de esta manera se comprobó si el perfil seleccionado presentaba fallas.

Las columnas de la estructura fueron evaluadas a compresión, en primer lugar se calculó la relación de esbeltez con las ecuaciones 2.47 y 2.48, seguidamente se comparó con la relación de esbeltez crítica dada por la ecuación 2.51 con lo que se determinó si el comportamiento mecánico se regía por la ecuación 2.49 (Johnson) o por la ecuación 2.50 (Euler), finalmente se obtuvo la presión máxima que se comparó

con la presión ejercida determinando de esa manera si resiste o no el perfil de tubo usado.

### **Diseño del mecanismo de la puerta**

Definida la estructura del mecanismo de apertura de la puerta se realizó un estudio de esfuerzos sobre estos elementos, donde la fuerza aplicada será la fuerza debido al peso de la puerta.

Con el peso ya determinado el estudio a realizarse es similar al estudio realizado a la estructura de soporte del horno.

#### **3.4.6 SEXTA ETAPA: Estimación de costos.**

En esta etapa se procede a estimar los costos de materiales, elementos y mano de obra para conocer tentativamente cuanto será el capital necesario para instalar y poner en funcionamiento el horno, y posteriormente estimar en cuanto tiempo se recuperará la inversión.

Para estimar cuanto capital es necesario, se debe conocer el costo total, el cual se obtiene con la siguiente ecuación

$$C_T = C_{inst} + C_{op} \quad (3.10)$$

Se deberá conocer en primera instancia el valor monetario de los materiales usados en el diseño en las etapas anteriores, para ello se deberá calcular la cantidad requerida de cada material según sea su presentación de venta.

De los catálogos de proveedores (ver anexos 4, 5, 6 y 7) se obtendrá la característica distintiva de selección para cada material.

Para el ladrillo se usó el volumen como característica de selección, entonces la cantidad de unidades de este se obtiene de la ecuación 3.11 y el costo de la ecuación 3.12.

$$N_L = \frac{V_{TL}}{V_{UL}} \quad (3.11)$$

$$C_{Mat} = N_{Mat} \times P_{UMat} \quad (3.12)$$

De igual manera se calculó el costo de cada material con la ecuación 3.12 sustituyendo el número de unidades por el precio unitario de cada caso (ver anexos 8, 9).

Para la manta aislante se seleccionó por el área total necesaria entonces.

$$N_{BM} = \frac{A_{TM}}{A_{BM}} \quad (3.13)$$

Para las láminas de acero se determinó de manera muy similar a la manta con la diferencia de que se usó en el denominador el área de una lámina como se muestra a continuación.

$$N_{LA} = \frac{A_{TLA}}{A_{ULA}} \quad (3.14)$$

El último de los materiales necesarios es la tubería usada en la estructura de soporte del horno, la cual se seleccionó por la longitud

$$N_T = \frac{L_{TR}}{L_{UT}} \quad (3.15)$$

Luego de conocer el costo inherente a los materiales usados se debió cotizar los equipos necesarios, el valor de cada uno de ellos viene dado directamente por el proveedor y se obtiene de los catálogos mostrados (ver anexos 12 y 13)

El costo de mano de obra para la construcción se obtuvo de la siguiente manera.

$$C_{mo} = N_o \times T_T \times C_o \quad (3.16)$$

Calculando el valor de cada uno de estos materiales, equipos y la mano de obra se obtuvo el costo de instalación como se muestra seguidamente en la ecuación 3.17.

$$C_{inst} = C_L + C_M + C_{LA} + C_T + C_{EQ} + C_{mo} \quad (3.17)$$

Por otra parte el costo de operación se calculó para un mes de trabajo, este se obtiene con:

Costo de materia prima.

Costo de servicios.

Costo de operario.

El costo de materia prima se obtuvo basándose en la producción deseada llevándola a un mes de trabajo y posteriormente multiplicarla por el valor de la materia prima, esto con el fin de obtener el valor de la cantidad neta de materia prima.

Para el costo de servicios, luego de conocer el consumo de cada equipo tanto de gas como de electricidad, se multiplicó cada uno de estos por el valor establecido por la empresa proveedora del servicio, el cual se obtiene de facturas de estos para meses anteriores (ver anexos 14 y 15).

Para el servicio eléctrico se utilizó la ecuación 3.18

$$Coe = \left( \sum ceq \right) \cdot Se \quad (3.18)$$

Para el servicio de gas se modificó la ecuación 3.18 quedando de la siguiente manera

$$Cog = cg \cdot Sg \quad (3.19)$$

Por último el costo de operario se obtuvo con el sueldo mínimo vigente para la fecha. Luego de realizar todos estos cálculos se obtiene el costo total de operación según la ecuación 3.20.

$$CTo = Cmp + Coe + Cog + Coo \quad (3.20)$$

Una vez obtenido el costo total se comparó con las utilidades generadas por esta producción y la diferencia representa la amortización, que determinó el tiempo de retorno de la inversión, mientras mayor sea ésta menor será el tiempo. Entonces la utilidad se obtuvo de la ecuación 3.21.

$$U_t = IB - CTo \quad (3.21)$$

$$IB = Produccion \times precio \ de \ venta \quad (3.22)$$

## CAPITULO IV

### RESULTADOS

#### 4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO.

De acuerdo con los datos recolectados y habiendo hecho uso de los equipos e instrumentos proporcionados por la empresa, se pudieron determinar las características y condiciones necesarias para el diseño, de acuerdo con las mediciones hechas a las 100 piezas tomadas al azar, y redondeando al inmediato superior para facilitar el cálculo, se presentan a continuación en la tabla 4.1.

**Tabla 4.1 Características del tocho**

Diámetro (mm)	40
Altura (mm)	40
Material	AISI 1020

**Fuente: Elaboración propia**

La temperatura inicial es igual a la temperatura del ambiente por otro lado la temperatura final, así como el área disponible y la altura son datos proporcionados por la empresa, como se muestra en la tabla 4.2

**Tabla 4.2 Condiciones de diseño**

Temperatura Inicial (°C)	32
Temperatura Final (°C)	950
Área Disponible (m <sup>2</sup> )	9
Altura disponible (m)	6

## **4.2 PLANTEAMIENTO DE LAS POSIBLE SOLUCIONES.**

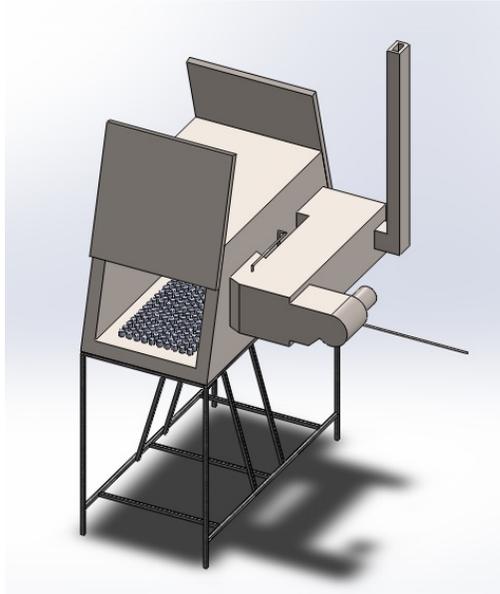
Mediante la investigación sobre tipos de hornos y análisis de la situación problemática, se logró plantear posibles soluciones que se evaluaron para comprobar que cumplan con las restricciones exigidas por la empresa, este procedimiento está detallado en el apéndice A.

Como resultado del procedimiento anterior se obtuvieron cuatro soluciones que se detallan a continuación.

### **4.2.1 POSIBLE SOLUCIÓN 1.**

El dispositivo mostrado en la figura 4.1, consiste en un horno de recirculación de aire caliente de entrada y salida controladas por puertas, con la ayuda de un elemento móvil se abre la puerta de entrada y se introducen las piezas en la cámara de calentamiento, esta se cierra y se exponen los tochos al aire caliente que proviene de la cámara de combustión a través de un ducto.

En la cámara de combustión se calienta el aire por medio de un quemador alimentado con gas, anexada a ésta se encuentra un ventilador que es el responsable de hacer circular el aire caliente por todo dispositivo y a su vez inyectar aire fresco, por otro lado parte del aire caliente sale por la chimenea. Transcurrido el tiempo de calentamiento se procede a la extracción por la puerta de salida para el traslado a la zona de forjado.

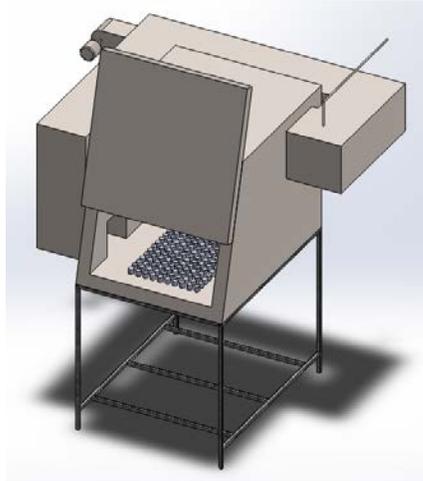


**Figura 4.1 Posible solución 1.**

#### **4.2.2 POSIBLE SOLUCIÓN 2.**

El dispositivo mostrado en la figura 4.2, consiste en un horno de recirculación de aire caliente de una puerta, al abrirse ésta, las piezas son colocadas en la cámara de calentamiento, esta se cierra y se exponen los tochos al aire caliente que proviene de la cámara de combustión a través de un ducto.

En la cámara de combustión se calienta el aire por medio de un quemador alimentado con gas, anexada a ésta se encuentra un ventilador que es el responsable de hacer circular el aire caliente por todo dispositivo y a su vez inyectar aire fresco, por otro lado parte del aire caliente sale por la chimenea. Transcurrido el tiempo de calentamiento se procede a la extracción para el traslado a la zona de forjado.



**Figura 4.2 Posible solución 2.**

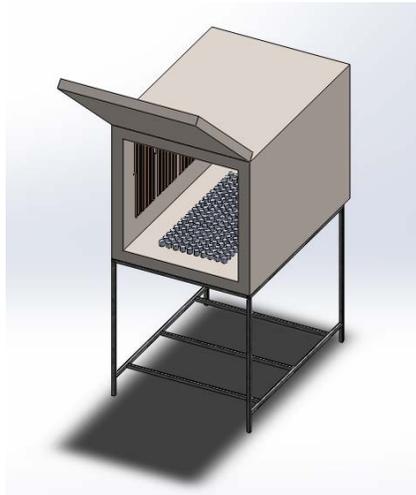
#### **4.2.3 POSIBLE SOLUCIÓN 3.**

El dispositivo mostrado en la figura 4.3, consiste en un horno de calentamiento que funciona por medio de resistencias eléctricas, se abre la puerta y se introducen las piezas al horno, se cierra la puerta y se exponen los tochos al calor radiante proveniente de las resistencias eléctricas.

Las resistencias están dispuestas dentro de la cámara de calentamiento. Una vez transcurrido el tiempo de calentamiento se procede a la extracción para el traslado a la zona de forjado.

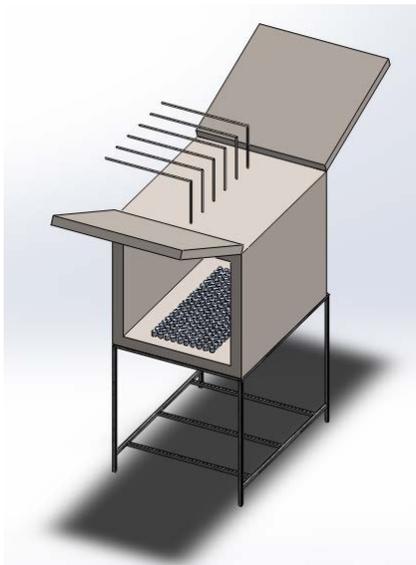
#### **4.2.4 POSIBLE SOLUCIÓN 4.**

El dispositivo mostrado en la figura 4.4, consiste en un horno de calentamiento por llama directa de entrada y salida controlada con puertas, se introducen las piezas por la puerta de entrada y se colocan en la cámara de calentamiento, se cierra la puerta para exponer los tochos al calor que proviene de los quemadores.



**Figura 4.3 Posible solución 3.**

Los quemadores son alimentados con gas y están dispuestos en la parte superior a lo largo del horno. Transcurrido el tiempo de calentamiento se procede a la extracción por la puerta de salida para el traslado a la zona de forjado.



**Figura 4.4 Posible solución 4.**

### 4.3 SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN

En esta etapa se sometió a estudio las posibles soluciones previamente planteadas, verificando que cumplan con las restricciones de la empresa y con los criterios establecidos. De este estudio se obtuvo una solución la cual se diseñó y presentó a la empresa. Esta etapa estará desarrollada en el apéndice A.

Los resultados de la evaluación realizada a los criterios se muestran en la tabla siguiente.

**Tabla 4.3 Ponderación de criterios.**

Criterio	C1	C2	C3	C4	C5
Ponderación	5	2	4	3	1

**Fuente: Elaboración propia**

Luego de la ponderación de criterios, se estudian las soluciones asignándoles un valor respecto a cada criterio y de aquí se obtiene la mejor solución.

La tabla 4.4 muestra el resultado de la puntuación de cada solución.

**Tabla 4.4 Puntuación final de soluciones**

Solución	S1	S2	S3	S4
Puntuación	25	49	38	38

**Fuente: Elaboración propia.**

La mejor solución es S2 y se procede al diseño de la misma.

#### **4.4 DISEÑO DE LA MEJOR SOLUCIÓN**

##### **4.4.1 Diseño térmico del horno.**

- **Tiempo de calentamiento requerido**

La empresa requiere 210 piezas por hora, si se establece la cantidad de lotes como seis, se tendrá que procesar cada lote en 10 minutos, dicho tiempo comprende las labores de carga y descarga y de tiempo calentamiento.

Según lo observado en las operaciones de la empresa el tiempo de carga y descarga para el operario promedio es de 3 a 5 minutos de esta manera y con el uso de la metodología establecida se sustituye en la ecuación 3.1 el tiempo de calentamiento requerido

$$t_{CR} = 10 - 5 = 5 \text{ minutos}$$

- **Determinación de las propiedades del aire circundante a la pieza**

Para comenzar el diseño, se establece las condiciones del aire circundante con la finalidad de conocer las condiciones a la que esta sometida la pieza., estableciendo la temperatura del aire en 1100 °C, la temperatura de película es

$$T_f = \frac{491 + 1100}{2} = 795,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 1068,65 \text{ K}$$

Las condiciones del aire a la temperatura se muestran en la tabla 4.5

**Tabla 4.5: propiedades del aire @ 1068,65 F**

k (W/mK)	$\rho$ ( Kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/KgK)	$\mu$ (Kg/ms)	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
0,0706	0,3376	1199,885	43,2087 x10 <sup>-6</sup>	132,6364 x10 <sup>-6</sup>	0,7

Fuente: A. Mills

Las propiedades del material a utilizar se observan en la tabla 4.6

**Tabla 4.6: propiedades del acero AISI 1020**

K (W/mK)	$\rho$ ( Kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/KgK)	$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)
63.9	7832	434	18,8x10 <sup>6</sup>

Fuente: A. Mills

- **Cálculo del coeficiente de convección.**

En esta sección se realiza el proceso de tanteo, variando la velocidad del aire puesto que la temperatura se definió con anterioridad en la determinación de las propiedades del aire circundante a las piezas, siguiendo la metodología descrita para este calculo

Para una velocidad de 75 m/s.

Se caracterizó el flujo con el número de Reynolds.

$$Re = \frac{75 \cdot 0,04}{132,6364 \times 10^{-6}} = 22618,2254$$

Posteriormente se calculó el número de Nusselt para este caso.

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62(22618,2254)^{1/2}0,7^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{0,7}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left(1 + \left(\frac{22618,2254}{282000}\right)^{1/2}\right) = 93,4968$$

Se obtuvo finalmente el coeficiente de convección.

$$\bar{h}_{\infty} = \frac{93,4968 \cdot 0,0706}{0,04} = 165,0219 \frac{W}{m^2K}$$

- **Cálculo del tiempo de calentamiento teórico.**

Es necesario verificar si se puede asumir que la temperatura dentro del sólido es uniforme, esto se logra con el número de Biot usando la ecuación 2.11. Donde la longitud característica es el volumen entre el área superficial.

$$L_c = \frac{\pi \cdot (0,02)^2 \cdot 0,04}{(2 \cdot \pi \cdot 0,02 \cdot 0,04) + 2\pi(0,02)^2} = 6,6666 \times 10^{-3} m$$

Este valor de longitud característica se repite para todos los casos.

$$Bi = \frac{165,0219 \cdot 6,6666 \times 10^{-3}}{63,9} = 0,01721 < 0,1$$

El tiempo de calentamiento teórico se obtiene de la ecuación 3.14

$$t = -\frac{\ln\left(\frac{950 - 1100}{32 - 110}\right) \cdot 7832 \cdot \pi \cdot 0,02^2 \cdot 0,04 \cdot 434}{165,0219 \cdot [(2\pi \cdot 0,02 \cdot 0,04) + 2\pi \cdot 0,02^2]} = 269,5437 s = 4,49 min$$

A continuación se muestran los resultados del proceso de tanteo más importantes

**Tabla 4.7: Datos relevantes del proceso de tanteo**

$V \left( \frac{m}{s} \right)$	$Re$	$Nu$	$\bar{h}_{\infty} \left( \frac{W}{m^2K} \right)$	$Bi$	$t_{CT} (s)$	$t_{CT} (min)$
75	22618,2254	93,4968	165,0219	0,01721	269,5437	4,49
65	19602,462	85,7393	151,3299	0,0157	293,9314	4,89
63	18999,3093	84,1425	148,5115	0,0154	299,5096	4,9918
60	18094,5803	81,7155	144,2279	0,01504	308,450	5,14

**Fuente: Elaboración propia**

De los resultados de la tabla 4.7 se selecciona el más cercano al tiempo de calentamiento requerido, que en este caso es para una velocidad de aire de 63 m/s, a una temperatura de 1100 °C. Siguiendo con la metodología se obtuvo el flujo volumétrico usado para la selección un ventilador.

$$\dot{V} = 63 \times 0,045 = 2,835 \frac{m^3}{s} = 6007,0253 \text{ cfm}$$

El área usada en el cálculo anterior corresponde al área del ducto de entrada al horno (ver anexo 18). Con este resultado se seleccionó un ventilador Metal Blower C.A en su tabla de selección se obtuvo que el modelo que cumple con los requerimientos es el modelo N° 13 de la serie 152 a 1750 RPM (ver anexo 10).

- **Cálculo de flujos de calor.**

Cantidad de calor necesario para una pieza

En primer lugar se calculó el número de Fourier, como lo indica la metodología

$$\alpha = \frac{63,9}{7832 \cdot 434} = 1,8799 \times 10^{-5} \left( \frac{m^2}{s} \right)$$

$$\tau = \frac{1,8799 \times 10^{-5} \cdot 299,8521}{(0,02)^2} = 14,0922$$

La temperatura adimensional en este caso se calculó de la siguiente manera

$$\theta_{0,pared} = \theta_{0,cil} = \frac{950 - 1100}{32 - 1100} = 0,140449$$

$$Q_{max} = 7832 \times [\pi \times (0,02)^2 \times 0,04] \times 434 \times (1223 - 305) = 156,8465 \text{ kJ}$$

Posteriormente se determinaron las fracciones de calor tanto de un cilindro como para una pared plana, para luego sustituirlas en la fracción de calor bidimensional

$$\left( \frac{Q}{Q_{max}} \right)_{pared} = 1 - 0,140449 \frac{\sin 0,1223364}{0,1223364} = 0,8599$$

$$\left( \frac{Q}{Q_{max}} \right)_{cil} = 1 - 2 \cdot 0,140449 \frac{0,0861526896}{0,1730901} = 0,8601$$

$$\left( \frac{Q}{Q_{max}} \right)_{total \ 2D} = 0,8599 + 0,8601 \times [1 - 0,8599] = 0,9804$$

$$Q = 0,9804 \times 156,8465 = 153,7723 \text{ KJ}$$

Para el calor por lote se obtiene de la ecuación 3.4

$$Q_{lote} = 153,7723 \text{ kJ} \times 35 = 5382,0308 \text{ KJ}$$

Y el flujo de calor resulta

$$\dot{Q}_M = \frac{Q_{lote}}{t_{CT}} = \frac{5382,0308 \text{ KJ}}{299,5096 \text{ s}} = 17,9694 \text{ KW}$$

- **Flujo de calor a través de las paredes del horno**

Según la metodología planteada en primer lugar se obtuvieron las propiedades del aire a las temperaturas interna y externas al horno.

**Tabla 4.8 Propiedades del aire interno y externo al horno**

T (K)	k (W/mK)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/KgK)	$\mu$ (Kg/ms)	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
305,15	0,0266	1,1584	1005	$18,6566 \times 10^{-6}$	$16,1132 \times 10^{-6}$	0,69
1373,15	0,0861	0,2651	1183,73	$50,6994 \times 10^{-6}$	$200,66 \times 10^{-6}$	0,7

**Fuente: A. Mills.**

Obteniendo los coeficientes de expansión volumétrica para cada caso

Para el caso externo.

$$\beta: \frac{1}{305,15} = 0,003277 \left( \frac{1}{K} \right)$$

Para el caso interno.

$$\beta: \frac{1}{1373,15} = 7,2825 \times 10^{-4} \left( \frac{1}{K} \right)$$

Este último se usó en la ecuación 2.10 del número de Grashof para el cálculo del coeficiente convectivo interno y externo, siguiendo con la metodología se obtuvo

$$Lc = L = 0,2$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,003277 \cdot (333,15 - 305,15) \cdot 0,2^3}{(16,1132 \times 10^{-6})^2} = 27735108,6642$$

$$Ra = 27735108,6642 \times 0,69 = 19137224,9783$$

Según las correlaciones de la Figura 2.4 se obtuvieron el número de Nusselt y el coeficiente convectivo para cada caso.

$$Nu = 0,59 \cdot 19137224,9783^{\frac{1}{4}} = 39,0231$$

$$\bar{h}_{\infty} = \frac{39,0231 \cdot 0,0266}{0,2} = 5,19 \left( \frac{W}{m^2K} \right)$$

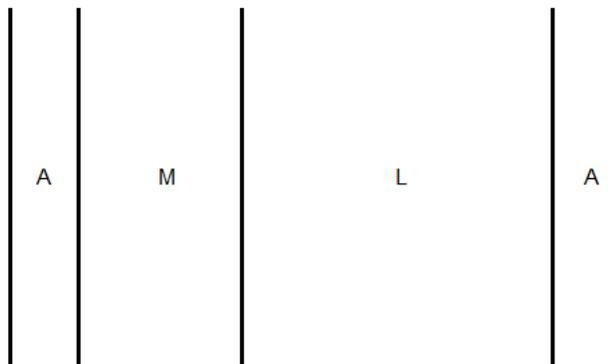
Ahora para continuar se debió obtener el coeficiente convectivo interno y debido a que se siguió una metodología similar a la anterior se resume en la tabla 4.9

**Tabla 4.9 Coeficiente de convección interno.**

$\beta \left( \frac{1}{K} \right)$	$Gr$	$Ra$	$Nu$	$\bar{h}_{\infty} \left( \frac{W}{m^2K} \right)$
$7,2825 \times 10^{-4}$	1946,5252	1362,5676	1,6404	1,2712

**Fuente: Elaboración propia**

La configuración de aislantes más comercial y recomendada por la empresa es la que se muestra en la figura 4.5



**Figura 4.5 Configuración de aislantes.**

**Fuente: Elaboración propia.**

Donde:

A: Capa de lámina de acero.

M: Capa de manta aislante.

L: Capa de ladrillo refractario.

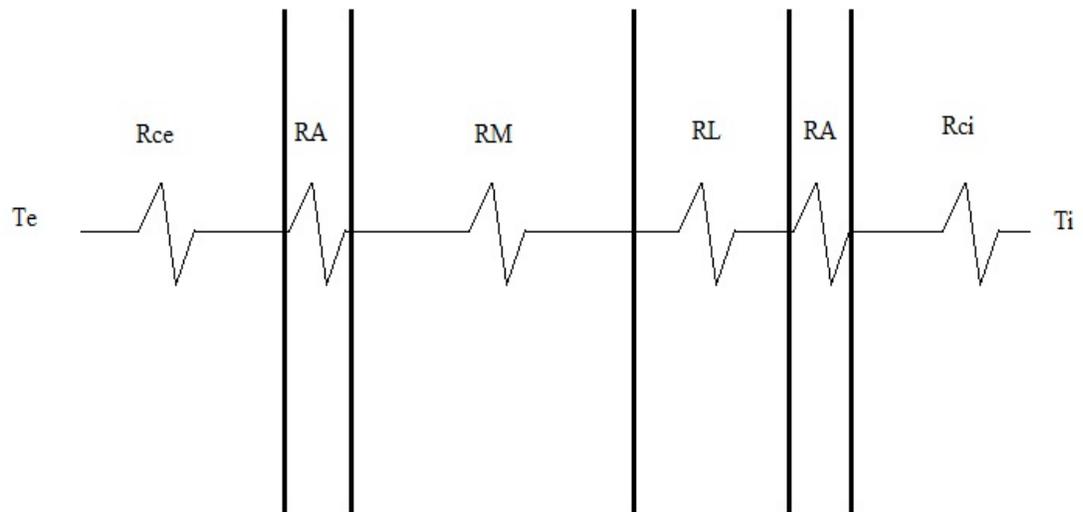
Los espesores de aislante conocidos se muestran en la tabla 4.10.

**Tabla 4.10 Espesores de aislante**

Material	Espesor (m)
Ladrillo refractario	0,0762
Lámina de acero	0,002

**Fuente: Elaboración propia**

El circuito térmico queda de la siguiente manera



**Figura 4.6 Circuito térmico.**

**Fuente: Propia.**

Siguiendo la metodología para determinar el espesor de manta se obtiene

$$e_m = \left[ \left( \frac{1373,15 - 333,15}{333,15 - 305,15} \right) \left( \frac{1}{5,19} \right) - \left( \frac{1}{1,2712} + \frac{0,0762}{0,164} + \frac{0,004}{63,9} \right) \right] 0,05$$

$$= 0,2952 \text{ m}$$

Sustituyendo este valor se obtuvo el flujo de calor por unidad de área

$$\frac{Q}{A} = \frac{1373,15 - 333,15}{\frac{1}{1,2712} + \frac{0,0762}{0,164} + \frac{0,004}{63,9} + \frac{0,2952}{0,05}} = 145,3456 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

Área de paredes

$$A_p = (0,2 \times 0,5) + 2 \times (0,2 \times 0,4) + [(0,2 \times 0,5) - (0,1 \times 0,45)] = 0,315 \text{ m}^2$$

Área de techo y piso

$$A_{tp} = (0,4 \times 0,5) + [(0,4 \times 0,5) - (0,26 \times 0,26)] = 0,3324 \text{ m}^2$$

Área total de aislantes

$$A_t = 0,6474 \text{ m}^2$$

Calor por las paredes

$$\dot{Q}_p = 0,6474 \times 145,3456 = 94,0967 \text{ W}$$

Entonces la carga térmica del horno sería:

$$\dot{Q}_h = 17969,4755 + 94,0967 = 18063,5722 \text{ W}$$

Con el calor total requerido se hizo uso de los catálogos de quemadores detallados en el anexo 9, de donde se obtiene el quemador marca PIROTEC BURNERS, modelo C 3004 que posee una capacidad calorífica que va de 40000 a 400000 BTU (ver anexo 11)

#### **4.4.2 Diseño mecánico del horno.**

##### **Soportes del horno.**

Como se mencionó en la metodología de cálculo el primer paso era determinar el peso de la cámara de calentamiento.

$$m_{acero} = (0,6474 \times 0,004) \times 7832$$

$$m_{acero} = 20,2827 \text{ kg}$$

**Tabla 4.11 masa total y parcial**

	Volumen (m <sup>3</sup> )	Masa (kg)
Acero	0,0025896	20,2827
Manta	0,1911	36.6935
Ladrillos	0,0493	26,0799
Piezas	0,001759	13,7787
	<b>Total</b>	<b>96,8348</b>

**Fuente: Elaboración propia**

Seguido a esto la masa total se multiplica por la gravedad para obtener la fuerza debido al peso.

$$F = 96,8348 \times 9.81 = 949,9493N \cong 950 N$$

El diagrama de corte y momento de uno de los tres travesaños se muestra en al figura 4.7.

### **Criterios de diseño**

Para la elaboración de la estructura de soporte se seleccionó un perfil de tubo cuadrado de 1" de ancho y 3mm de espesor (anexo 7), siguiendo la metodología descrita se tuvo para el travesano de mayor longitud lo siguiente

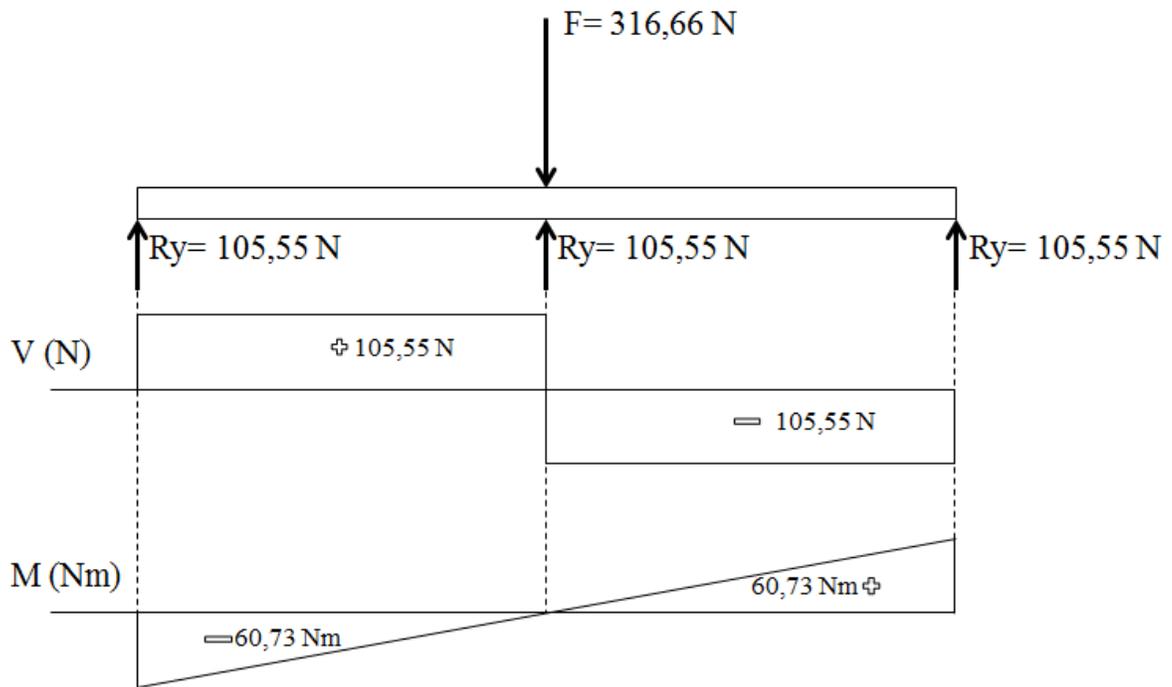


Figura 4.7 Diagrama de corte y momento del travesaño

Fuente: Propia

$$\tau_{xy} = \frac{105,55}{0,0002688} = 392671,13 \text{ Pa} = 0,39267 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \frac{60,73 \times 0,0127}{2,2882 \times 10^{-8}} = 33706379,77 \text{ Pa} = 33,7063 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{(33,7063)^2 + 3(0,39267)^2} = 33,7131 \text{ MPa}$$

Despejando N y tomando el límite de fluencia

$$N = \frac{205}{33,7131} = 6,0807$$

El estudio de fatiga se realiza de acuerdo a la metodología

$$\sigma_m = \frac{33,7131 + 26,6533}{2} = 30,1832 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{33,7131 - 26,6533}{2} = 3,5299 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_{ADM} = 30,1832 + 3,5299 \frac{205}{189,5} = 34,0018 \text{ MPa}$$

Despejando N

$$N = 6,0290$$

El estudio de las columnas sometidas a compresión por la fuerza del peso arroja los siguientes resultados.

La fuerza a la que está sometida cada una es el peso entre el número de estas, para este caso fueron cuatro, entonces

$$F = \frac{950}{4} = 237,5 \text{ N}$$

Siguiendo la metodología planteada se obtiene

$$S_r = \frac{1,2}{9,226 \times 10^{-3}} = 130,06$$

$$S_{rD} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2.210 \times 10^9}{205 \times 10^6}} = 142,19$$

Como  $S_r < S_{rD}$  la columna se comporta como una columna de Johnson entonces

$$P_{cr} = 2,68 \times 10^{-4} \left[ 205 \times 10^6 - \frac{1}{210 \times 10^9} \cdot \left( \frac{205 \times 10^6 \cdot 130,06}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right] = 31.960 \text{ N}$$

La fuerza aplicada es mucho menor que la fuerza crítica.

### Diseño de mecanismo de puertas.

Para el mecanismo de la puerta se evaluó del mismo modo los elementos críticos, los brazos, elaborados de pletinas de acero de 1 ¼” por un ¼” de espesor y los pernos de soporte de diámetro M14 (ver anexo 16).

Las fuerzas a las que estarán sometidos los brazos y pernos será la fuerza debido al peso de la puerta que se calculó del mismo modo que la fuerza debido al peso de la cámara de calentamiento.

$$F = 100,702 \text{ N} \approx 101 \text{ N}$$

Esta fuerza se dividió entre las tres pletinas que componen el mecanismo. A continuación en las figuras 4.8 y 4.9 se presentan los diagramas de corte y momento de los brazos del mecanismo de la puerta y los pernos de sujeción respectivamente.

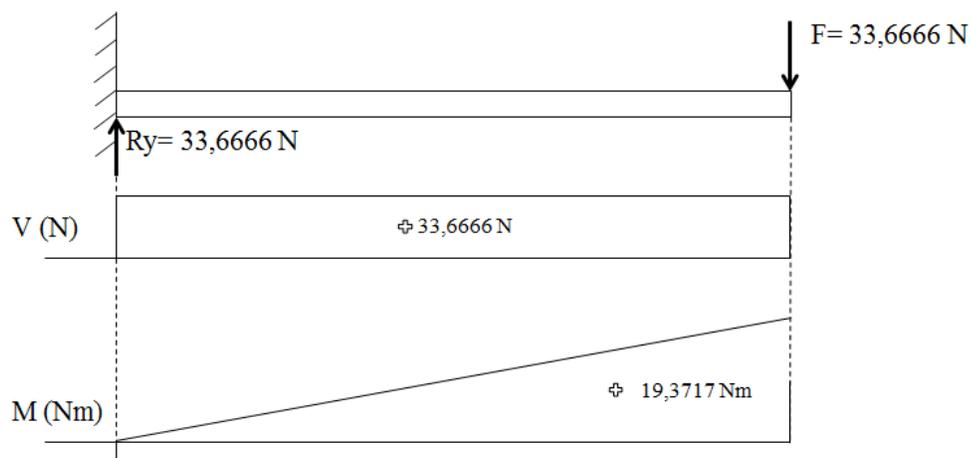
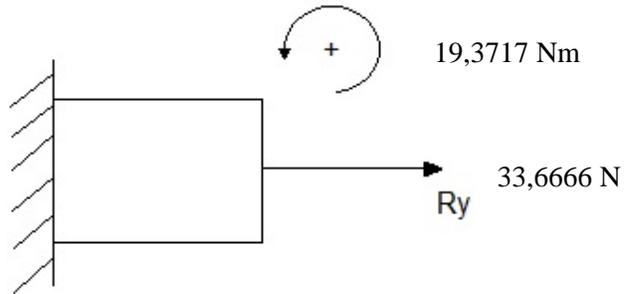


Figura 4.8 Diagrama de corte y momento brazos

Fuente: Propia

El perno estará sometido a tracción por la reacción en y ( $R_y$ ) y el momento flector del brazo.



**Figura 4.9 Diagrama de corte y momento perno**

**Fuente: Propia**

Para las cargas estáticas se tienen los resultados de la tabla 4.8

**Tabla 4.12 Factores de seguridad mecanismo puerta.**

	Factor de seguridad (N)
Brazos	1,8
Pernos	2,58

**Fuente: Elaboración propia**

A estos elementos no se le realizó estudio de fatiga debido a que están sometidos siempre a una carga estática.

#### 4.4.3 Estimación de costos.

Según lo establecido en la metodología se debió obtener primeramente los costos derivados de los materiales necesarios, a continuación se muestra la cantidad y el costo de los materiales.

Para el ladrillo

$$N_L = \frac{0,0493}{0,00198928} = 24,78 \approx 25 \text{ ladrillos}$$

$$C_L = 25 \times 45 = 1125 \text{ Bs.}$$

Para la manta aislante

$$N_{BM} = \frac{0,1911}{4,6451} = 0,0411 \approx 1 \text{ bobina.}$$

$$C_M = 1 \times 910 = 910 \text{ Bs.}$$

Para las láminas de acero

$$N_{LA} = \frac{0,6474}{32} = 0,019 \approx 1$$

$$C_{LA} = 1 \times 830 = 830 \text{ Bs.}$$

Para la tubería del soporte, ecuaciones 3.15, 3.10 respectivamente.

$$N_T = \frac{16,42}{6} = 2,73 \approx 3 \text{ tubos.}$$

$$C_T = 3 \times 130 = 390 \text{ Bs.}$$

Con este último finalizan los materiales usados, para dar paso a los costos de los equipos que según los presupuestos de los anexos 12 y 13 son

$$C_{EQ} = C_V + C_Q = 8000 + 2000 = 10000Bs.$$

Para la mano de obra siguiendo lo estipulado se obtiene.

$$C_{mo} = 2 \times 80 \times 12,797 = 2047,52 Bs.$$

Seguidamente se obtiene el costo de instalación

$$C_{inst} = 1125 + 910 + 830 + 390 + 10000 + 2047,52 = 15302,52 Bs.$$

Una vez obtenido el valor de la instalación se calculó el costo de operación, este se divide en cuatro partes

Costo de la materia prima: la materia prima que se utilizó son recortes de palanquilla de hierro, la cual es desperdicio en otra empresa por lo que el costo es de 10Bs/Kg, precio actual (último trimestre 2012) en el mercado, entonces el costo por materia prima se obtuvo al multiplicar la producción mensual por el precio.

$$C_{mp} = 10 \times 33600 = 336.000 Bs.$$

Costo por servicio eléctrico: Los equipos son los que requieren de este servicio y el valor se obtiene de los catálogos del anexo 15, para este caso el consumo eléctrico del quemador se desprecia.

$$C_{oe} = (c_v + c_q) \cdot S_e$$

$$C_{oe} = 8,7246 \cdot 0,039256 = 0,3424 Bs.$$

El costo por servicio de gas se determina con el uso de la ecuación 3.19 así como de los catálogos y facturas del anexo 14

$$Cog = cg \cdot Sg$$

$$Cog = 1812,2781 \cdot 0,091085 = 165,0713 \text{ Bs.}$$

Costo de operario: según gaceta oficial N° 39908 de la República Bolivariana de Venezuela el sueldo mínimo esta en 2047,52 Bs al mes entonces

$$Coo = 2047,52 \text{ Bs.}$$

Entonces el costo total de operación es la sumatoria de los costos antes calculados

$$CTo = 336.000 + ,3424 + 165,0713 + 2047,52 = 338.212,934 \text{ Bs.}$$

Conocido esto se determina el valor de la utilidad generada de las ventas, según el presupuesto de Forja venezolana (ver anexo 17 ).

$$IB = 33.600 \times 17 = 571.200 \text{ Bs.}$$

$$U = 571.200 - 353.515,454 = 217.684,5463 \text{ Bs.}$$

## **CONCLUSIONES**

A continuación se presentan las principales conclusiones obtenidas a partir del análisis de cada uno de los resultados alcanzados mediante el desarrollo de este trabajo especial de grado.

### **Con respecto a la revisión bibliográfica**

Los hornos de recalentamiento poseen un estudio a profundidad, actualizándose cada día más, los mismos son la mejor opción para el problema presentado en este trabajo, por sus condiciones de operación y versatilidad. El calentamiento mediante la convección forzada para las piezas, por sus dimensiones físicas, presenta la posibilidad de aplicar el estudio de sistemas concentrados, brindando un ahorro en cálculos con resultados satisfactorios.

### **Con respecto al diseño mecánico**

Los factores de seguridad obtenidos en los cálculos, todos arrojaron un valor mayor a la unidad, por lo que se asegura que la estructura podrá resistir las cargas estáticas presentes y la fatiga, sin fracturarse. Como se evidencia en el apartado 4.4.2 correspondiente al capítulo cuatro de ésta investigación.

### **Con respecto al diseño térmico**

Un proceso de tanteo proporcionó resultados, para determinar el tiempo de calentamiento teórico que más se ajustara al tiempo de calentamiento requerido por el proceso, con la variación de la velocidad y fijando una temperatura del aire. De este se obtuvo una diferencia mínima entre el tiempo requerido y el teórico, lo que garantiza que las condiciones del aire caliente sean las apropiadas para que se cumpla con las condiciones requeridas por el proceso.

Con el flujo de calor total obtenido se condicionó la selección de los equipos encargados del calentamiento del aire, al comparar éste con el suministrado por los equipos en los catálogos se observó que no representa una cantidad significativa, por lo que se estableció una sola unidad que suministrará calor. De la misma manera la configuración de la cámara de calentamiento evita exponer al operario a temperaturas que representen un riesgo, al evitar quemaduras por contacto en el área de trabajo.

### **Con respecto al estudio de costo**

Las ganancias aproximadas que se obtienen sin incluir el costo de instalación son del 64,36% lo que es equivalente a 232.987 Bs. Esto es 15 veces mayor que el costo de instalación, siendo evidente entonces que el retorno de la inversión será justo en el momento de la primera venta.

## **RECOMENDACIONES**

Dentro de un proyecto de diseño como lo fue éste, se desea que haya una mejora continua en el mismo; por lo tanto se recomienda a futuros estudiantes interesados en este trabajo la complementación del mismo con un diseño de instrumentación para el horno.

Otra recomendación es la automatización del proceso de cierre y apertura del horno, así como también de las labores de suministro y descarga de la materia prima. Por último es recomendable realizar el estudio de posibilidad de adaptación a procesos del mismo tipo pero con mayor volumen de producción

## LISTADO DE VARIABLES

$V$ : Velocidad del fluido en la superficie (m/s).

$L$ : Longitud de la superficie (m).

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\text{Kg/m}^3$ ).

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido ( $\text{Kg/(m}\cdot\text{s)}$ ).

$Re$ : Número de Reynolds (adimensional).

$D$ : Diámetro del cilindro (m).

$L_c$ : Longitud característica (m).

$h$ : Coeficiente de convección ( $\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ).

$k$ : Conductividad térmica ( $\text{W/(m}\cdot\text{K)}$ ).

$Nu$ : Número de Nusselt (adimensional).

$C_p$ : Calor específico del cuerpo ( $\text{J/(Kg}\cdot\text{K)}$ ).

$Pr$ : Número de Prandtl (adimensional).

$Ra$ : Número de Rayleigh (adimensional).

$g$ : Aceleración debida a la gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).

$\Delta T$ : Diferencial de temperatura (K).

$\nu$ : Viscosidad cinemática ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$\alpha$ : Difusividad térmica del material ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$\beta$ : Coeficiente de expansión térmica (1/K).

$Ra_L$ : Número de Rayleigh caso placa plana (adimensional).

$Gr_L$ : Número de Grashof caso placa plana (adimensional).

$T_s$ : Temperatura de la superficie (°C)

$T_\infty$ : Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie. (°C)

$Bi$ : Número de Biot (adimensional).

$\bar{h}_\infty$ : Coeficiente promedio de convección (W/(m<sup>2</sup>·K))

$k_s$ : Conductividad térmica del sólido (W/mK).

$L$ : Longitud característica adecuada para un cuerpo sólido (m).

$\tau$ : Número de Fourier (adimensional).

$t$ : Tiempo de calentamiento (s).

$Q$ : Calor real (W).

$Q_{max}$ : Calor máximo (W).

$\theta_0$ : Temperatura adimensional en el centro (adimensional).

$\dot{Q}_{cond.}$ : Flujo de calor por conducción (W).

$A_s$ : Área superficial a través de la cual ocurre la transferencia (m<sup>2</sup>).

$\dot{Q}_n$ : Conducción de calor normal a la superficie (W).

$T$ : Temperatura absoluta (K).

$\dot{Q}_{convección}$ : Flujo de calor por convección (W).

$T_f$ : Temperatura de película ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$m$ : Masa ( $\text{Kg}$ ).

$T_{(t)}$ : Temperatura del sólido para el tiempo  $t$  ( $\text{K}$ ).

$T_i$ : Temperatura inicial del sólido ( $\text{K}$ ).

$Rt_{cond}$ : Resistencia térmica conductiva ( $\text{K/W}$ ).

$T_{s,1}$ : Temperatura en la superficie 1 ( $\text{K}$ ).

$T_{s,2}$ : Temperatura en la superficie 2 ( $\text{K}$ ).

$Rt_{conv}$ : Resistencia térmica convectiva ( $\text{K/W}$ ).

$Rt_{rad}$ : Resistencia térmica por radiación ( $\text{K/W}$ ).

$q_x$ : Flujo de calor en la dirección  $x$  ( $\text{W}$ ).

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor ( $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ).

$R_1$ : Resistencia térmica uno ( $\text{K/W}$ ).

$R_2$ : Resistencia térmica dos ( $\text{K/W}$ ).

$P$ : Fuerza aplicada sobre la viga ( $\text{N}$ ).

$A$ : Área de sección transversal ( $\text{m}^2$ ).

$M$ : Momento de flexión aplicado a la sección ( $\text{N} \cdot \text{m}$ ).

$Z$ : Módulo de sección de la viga ( $\text{m}^3$ ).

$\sigma_{max}$ : Esfuerzo por flexión ( $\text{Pa}$ ).

$I$ : Momento de inercia del área ( $\text{m}^4$ ).

$c$ : Distancia del eje neutro a la fibra externa (m)

$\tau_{xy}$ : Esfuerzo por corte (Pa).

$A_{cortante}$ : Área sobre la que se refleja el corte ( $m^2$ ).

$S_r$ : Relación de esbeltez (adimensional).

$S_{rD}$ : Relación de esbeltez limite (adimensional).

$L_e$ : Longitud efectiva (m).

$K$ : Radio de giro (m).

$P_{cr}$ : Carga crítica (kN).

$E$ : Módulo de elasticidad (Pa).

$S_y$ : Límite de fluencia elástica a compresión (Pa).

$\sigma_x$ : Esfuerzo principal en la dirección del eje X (Pa)

$\sigma_y$ : Esfuerzo principal en la dirección del eje Y (Pa)

$\tau_x$ : Esfuerzo cortante.(Pa).

$\sigma_m$ : Tensión media (Pa).

$\sigma_a$ : Amplitud de tensión (Pa).

$\sigma_{max}$ : Tensión máxima (Pa).

$\sigma_{min}$ : Tensión mínima (Pa).

$\sigma_{ADM}$ : Esfuerzo admisible (Pa).

$N$ : Factor de seguridad (adimensional).

$t_{CR}$ : Tiempo de calentamiento requerido (s).

$t_{TP}$ : Tiempo total de proceso (s).

$t_{CD}$ : Tiempo de carga y descarga (s).

$\dot{V}$ : Caudal de aire ( $m^3/s$ ).

$Q_{lote}$ : Calor requerido para calentar un lote de piezas (J).

$M_l$ : Número de piezas pro lote.

$\dot{Q}_M$ : Flujo de calor requerido por lote (W).

$\dot{Q}_h$ : Carga térmica del horno (W).

$\sum \dot{Q}_P$ : Sumatoria de flujos de calor a través de las paredes (W).

$C_T$ : Costo total (Bs).

$C_{inst}$ : Costo de instalación (Bs).

$C_{op}$ : Costo de operación (Bs).

$N_L$ : Numero de ladrillos.

$V_{TL}$ : Volumen total de ladrillos ( $m^3$ ).

$V_{UL}$ : Volumen unitario de ladrillo ( $m^3$ ).

$C_{Mat}$ : Costo del material (Bs).

$N_{Mat}$ : Numero de unidades de material.

$P_{UMat}$ : Precio unitario de material (Bs)

$N_{BM}$ : Numero de bobinas de manta aislante.

$A_{TM}$ : Área total de la manta ( $m^2$ ).

$A_{BM}$ : Área de la bobina de manta ( $m^2$ ).

$N_{LA}$ : Numero de láminas de acero.

$A_{TLA}$ : Área total de lámina de acero ( $m^2$ ).

$A_{ULA}$ : Área unitaria de lamina de acero ( $m^2$ ).

$N_T$ : Numero de tubos.

$L_{TR}$ : Longitud de tubos requerida (m).

$L_{UT}$ : Longitud unitaria de tubo (m).

$C_{mo}$ : Costo de mano de obra (Bs).

$N_o$ : Cantidad de obreros.(Hombre)

$T_T$ : Tiempo de trabajo (hr).

$C_o$ : Costo por obreros (Bs/(hr\*Hombre)).

$C_{EQ}$ : Costo de los equipos (Bs).

$Coe$ : Costo por servicio eléctrico (Bs).

$\sum ceq$ : Sumatoria de consumos eléctrico de los equipos (KW/hr).

$Se$ : Tasa de cobro servicio eléctrico (Bs/(KW/hr)).

$Cog$ : Costo por servicio de gas (Bs).

$cg$ : Consumo de gas ( $m^3$ ).

$cg$ : Tasa de cobro servicio gas (Bs/ $m^3$ ).

*Cmp*: Costo por materia prima (Bs).

*Coo*: Costo por operario (Bs).

*U<sub>t</sub>*: Utilidades (Bs).

*IB*: Ingreso bruto (Bs).

## REFERENCIAS

- B. Danon, E.-S. Cho, W. de Jong, D.J.E.M. Roekaerts, (2011). *Parametric optimization study of a multi-burner flameless combustion furnace*, **Applied Thermal Engineering** 31, p.p. 3000-3008.
- David Yih-Liang Chan, Kuang-Han Yang, Jenq-Daw Lee, Gui-Bing Hong, (2010). *The case study of furnace use and energy conservation in iron and steel industry*, **Energy**, N° 35, p.p. 1665–1670.
- E.-S. Cho, B. Danon, W. de Jong , D.J.E.M. Roekaerts,(2011), *Behavior of a 300 kWth regenerative multi-burner flameless oxidation furnace*, **Applied Energy**, N° 88,p.p. 4952–4959.
- Fidiás, Arias (1999), El proyecto de Investigación: Guía para su elaboración. (3ª edición). Caracas, Venezuela. EPISTEME.
- Fidiás, Arias (2006), El proyecto de investigación: Introducción a la Metodología Científica. (5ª edición). Caracas, Venezuela. EPISTEME.
- Frank Kreith, (1970), Principios de transferencia de calor, editorial Herrero hnos, primera edición.
- Gerardo González, Nohiter Chirinos, (2008), *Rediseño de un horno de recirculación de aire caliente en el proceso de tratamiento térmico de revenido par las hojas de ballestas en una empresa metalmecánica*, **Universidad de Carabobo**.

- Gómez C. (2000), Proyecto Factible, Editorial Predios. Valencia.
- J.P Holman, (1998), Transferencia de calor, primera edición, Mc Graw Hill.
- Incropera Frank P, De Witt David P, (1999). Fundamentos de transferencia de calor, cuarta edición Prentice hall.
- Jung Hyun Jang, Dong Eun Lee, Man Young Kim, Hyong Gon Kim, (2010), *Investigation of the slab heating characteristics in a reheating furnace with the formation and growth of scale on the slab surface*, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, N° 53, p.p. 4326–4332.
- López Andrea, Sáez Delmaira, (2009), *Rediseño de un sistema de precalentamiento de pailas de aluminio primario para una empresa laminadora de aluminio*, **Universidad de Carabobo**.
- Mills Anthony F(1995).*Transferencia de calor*, Mc Graw Hill.
- Norton Robert (1999), Diseño de maquinas, primera edición , editorial Prentice Hall.
- Sang Heon Han, Daejun Chang , Cheol Huh, (2011), *Efficiency analysis of radiative slab heating in a walking-beam-type reheating furnace*, **Energy**, N° 36, p.p. 1265-1272.
- Soumik Banerjee, Dipankar Sanyal, Swarnendu Sen, Ishwar K. Puri, (2004), *A methodology to control direct-fired furnaces*, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, N° 47, p.p. 5247–5256.

- Yunus A. Cengel.(2004), *Transferencia de calor*, Mc Graw Hill, segunda edición.

## ANEXO 1 Propiedades del aire.

Gas	$T$ K	$k$ W/m K	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ J/kg K	$\mu \times 10^6$ <sup>a</sup> kg/m s	$\nu \times 10^6$ <sup>b</sup> m <sup>2</sup> /s	Pr
Aire (PE 82 K)	150	0.0158	2.355	1017	10.64	4.52	0.69
	200	0.0197	1.767	1009	13.59	7.69	0.69
	250	0.0235	1.413	1009	16.14	11.42	0.69
	260	0.0242	1.360	1009	16.63	12.23	0.69
	270	0.0249	1.311	1009	17.12	13.06	0.69
	280	0.0255	1.265	1008	17.60	13.91	0.69
	290	0.0261	1.220	1007	18.02	14.77	0.69
	300	0.0267	1.177	1005	18.43	15.66	0.69
	310	0.0274	1.141	1005	18.87	16.54	0.69
	320	0.0281	1.106	1006	19.29	17.44	0.69
	330	0.0287	1.073	1006	19.71	18.37	0.69
	340	0.0294	1.042	1007	20.13	19.32	0.69
	350	0.0300	1.012	1007	20.54	20.30	0.69
	360	0.0306	0.983	1007	20.94	21.30	0.69
	370	0.0313	0.956	1008	21.34	22.32	0.69
	380	0.0319	0.931	1008	21.75	23.36	0.69
	390	0.0325	0.906	1009	22.12	24.42	0.69
	400	0.0331	0.883	1009	22.52	25.50	0.69
	500	0.0389	0.706	1017	26.33	37.30	0.69
	600	0.0447	0.589	1038	29.74	50.50	0.69
700	0.0503	0.507	1065	33.03	65.15	0.70	
800	0.0559	0.442	1089	35.89	81.20	0.70	
900	0.0616	0.392	1111	38.65	98.60	0.70	
1000	0.0672	0.354	1130	41.52	117.3	0.70	
1500	0.0926	0.235	1202	53.82	229.0	0.70	
2000	0.1149	0.176	1244	64.77	368.0	0.70	

## ANEXO 2 Coeficientes de usados en la solución aproximada.

Coeficientes usados en la solución aproximada de un término de la conducción de calor unidimensional en régimen transitorio en paredes planas, cilindros y esferas ( $Bi = hL/k$  para una pared plana de espesor  $2L$  y  $Bi = hr_o/k$  para un cilindro o una esfera de radio  $r_o$ )

Bi	Pared plana		Cilindro		Esfera	
	$\lambda_1$	$A_1$	$\lambda_1$	$A_1$	$\lambda_1$	$A_1$
0.01	0.0998	1.0017	0.1412	1.0025	0.1730	1.0030
0.02	0.1410	1.0033	0.1995	1.0050	0.2445	1.0060
0.04	0.1987	1.0066	0.2814	1.0099	0.3450	1.0120
0.06	0.2425	1.0098	0.3438	1.0148	0.4217	1.0179
0.08	0.2791	1.0130	0.3960	1.0197	0.4860	1.0239
0.1	0.3111	1.0161	0.4417	1.0246	0.5423	1.0298
0.2	0.4328	1.0311	0.6170	1.0483	0.7593	1.0592
0.3	0.5218	1.0450	0.7465	1.0712	0.9208	1.0880
0.4	0.5932	1.0580	0.8516	1.0931	1.0528	1.1164
0.5	0.6533	1.0701	0.9408	1.1143	1.1656	1.1441
0.6	0.7051	1.0814	1.0184	1.1345	1.2644	1.1713
0.7	0.7506	1.0918	1.0873	1.1539	1.3525	1.1978
0.8	0.7910	1.1016	1.1490	1.1724	1.4320	1.2236
0.9	0.8274	1.1107	1.2048	1.1902	1.5044	1.2488
1.0	0.8603	1.1191	1.2558	1.2071	1.5708	1.2732
2.0	1.0769	1.1785	1.5995	1.3384	2.0288	1.4793
3.0	1.1925	1.2102	1.7887	1.4191	2.2889	1.6227
4.0	1.2646	1.2287	1.9081	1.4698	2.4556	1.7202
5.0	1.3138	1.2403	1.9898	1.5029	2.5704	1.7870
6.0	1.3496	1.2479	2.0490	1.5253	2.6537	1.8338
7.0	1.3766	1.2532	2.0937	1.5411	2.7165	1.8673
8.0	1.3978	1.2570	2.1286	1.5526	2.7654	1.8920
9.0	1.4149	1.2598	2.1566	1.5611	2.8044	1.9106
10.0	1.4289	1.2620	2.1795	1.5677	2.8363	1.9249
20.0	1.4961	1.2699	2.2880	1.5919	2.9857	1.9781
30.0	1.5202	1.2717	2.3261	1.5973	3.0372	1.9898
40.0	1.5325	1.2723	2.3455	1.5993	3.0632	1.9942
50.0	1.5400	1.2727	2.3572	1.6002	3.0788	1.9962
100.0	1.5552	1.2731	2.3809	1.6015	3.1102	1.9990
$\infty$	1.5708	1.2732	2.4048	1.6021	3.1416	2.0000

### ANEXO 3 Funciones de Bessel.

Funciones de Bessel de primera clase y de cero y primer orden

$\xi$	$J_0(\xi)$	$J_1(\xi)$
0.0	1.0000	0.0000
0.1	0.9975	0.0499
0.2	0.9900	0.0995
0.3	0.9776	0.1483
0.4	0.9604	0.1960
0.5	0.9385	0.2423
0.6	0.9120	0.2867
0.7	0.8812	0.3290
0.8	0.8463	0.3688
0.9	0.8075	0.4059
1.0	0.7652	0.4400
1.1	0.7196	0.4709
1.2	0.6711	0.4983
1.3	0.6201	0.5220
1.4	0.5669	0.5419
1.5	0.5118	0.5579
1.6	0.4554	0.5699
1.7	0.3980	0.5778
1.8	0.3400	0.5815
1.9	0.2818	0.5812
2.0	0.2239	0.5767
2.1	0.1666	0.5683
2.2	0.1104	0.5560
2.3	0.0555	0.5399
2.4	0.0025	0.5202
2.6	-0.0968	-0.4708
2.8	-0.1850	-0.4097
3.0	-0.2601	-0.3391
3.2	-0.3202	-0.2613

## ANEXO 4 Propiedades del ladrillo aislante.

<b>Propiedades físicas</b>	<b>K-23</b>	<b>TC-23</b>	<b>IFB 23 Tile</b>	<b>K-25</b>
Límite de temperaturas de superficie de contacto recomendadas, °F (°C)	2300 (1260)	2300 (1260)	2300 (1260)	2500 (1371)
Densidad, ASTM C 134				
lb/9" pura (kg)	1.93 (0.86)	1.9 (0.86)	2.2 (1.0)	2.3 (1.05)
pcf (kg/m <sup>3</sup> )	31 - 35 (497-560)	30 - 36 (480 - 576)	37 (593)	38 - 41 (593-641)
Temperaturas de fusión, °F	2750 (1510)	2750 (1510)	2750 (1510)	2800 (1538)
Módulos de ruptura, ASTM C 133				
psi (MPa)	115 (0.79)	105 (0.72)	105 (0.72)	135 (0.93)
Solidez de compresión en frío, ASTM C 133				
psi (MPa)	145 (1.0)	125 (0.86)	125 (0.86)	200 (1.38)
Cambio lineal permanente, %, per ASTM C 210				
@ 2250°F (1232°C)	0 to -0.1	-0.2	0 to -0.1	-
@ 2450°F (1343°C)	-	-	-	-0.3
Deformación bajo carga máxima de calor, % @ 10 psi, ASTM C 16				
1½ hr @ 2000°F (1093°C)	0	0.1	0	0
1½ hr @ 2200°F (1204°C)	0.3	-	-	0.1
Coefficiente de expansión térmica				
in/in°Fx10 <sup>-6</sup>	3	3	-	3.1
<b>Análisis química, %</b>				
Alumino, Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	38	38	38.5	46
Silicio, SiO <sub>2</sub>	45	45	47.5	37.5
Óxido ferroso, Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.3	0.3	0.4	0.3
Óxido titanio, TiO <sub>2</sub>	1.6	1.6	1.6	1.4
Óxido de cal, CaO	15	15	11	14
Óxido de magnesio, MgO	0.1	0.1	0.2	0.1
Álcalis y, as, Na <sub>2</sub> O and K <sub>2</sub> O	0.5	0.5	0.3	0.4
<b>Conductividad térmica, BTU•in./hr•ft<sup>2</sup>•°F (W/m•K), ASTM C 201</b>				
Temperatura media				
@ 500°F (260°C)	0.92 (0.13)	0.95 (0.13)	1.0 (0.14)	1.06 (0.15)
@ 1000°F (538°C)	1.14 (0.16)	1.2 (0.17)	1.3 (0.18)	1.22 (0.18)
@ 1500°F (815°C)	1.39 (0.20)	1.5 (0.22)	1.6 (0.23)	1.38 (0.20)
@ 2000°F (1093°C)	1.64 (0.24)	1.7 (0.24)	1.8 (0.25)	1.54 (0.22)

### Dimensiones estándar\*

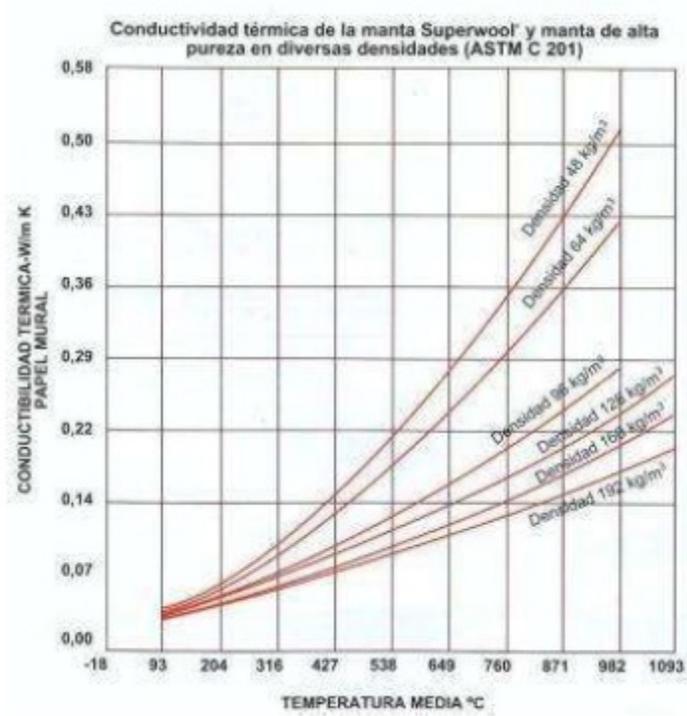
9" x 4½" x 2½" (229mm x 114mm x 63mm)

9" x 4½" x 3" (229mm x 114mm x 76mm)

IFB 23 Tile

9" x 9" x 3" to 24½" x 9" x 3" (229mm x 229mm x 76mm to 622mm x 229mm x 76mm)

\* Dimensiones especiales a petición, incluyendo arco, cuña y piezas de referencia

**ANEXO 5 Grafico conductividad térmica manta aislante**

## ANEXO 6 Catalogo de láminas de acero.

Espesor mm.	Peso Chapa kg.								
1,5	23,60	2,5	39,30	4	62,80	6	94,20	9	141,30
1,8	28,30	3	47,10	4,5	70,70	7	110,-	10	157,-
2	31,40	3,5	55,-	5	78,50	8	125,60	-	-

## ANEXO 7 Catalogo de tubos cuadrados de acero al carbono.

Referencia	Sección (cm <sup>2</sup> )	M (Kgs/m.)	Long.barras (m.)	DATOS TECNICOS DE LA SECCION		
				J (cm <sup>4</sup> )	W (cm <sup>3</sup> )	i (cm)
TCS-10 x 10 x 1	0,36	0,28	6			
TCS-12 x 12 x 1	0,44	0,35	6			
TCS-14 x 14 x 1	0,52	0,41	6			
TCS-14 x 14 x 1,5	0,75	0,60	6			
TCS-16 x 16 x 1	0,60	0,48	6			
TCS-16 x 16 x 1,5	0,87	0,69	6			
TCS-18 x 18 x 1	0,68	0,54	6			
TCS-18 x 18 x 1,5	0,99	0,79	6			
TCS-20 x 20 x 1	0,76	0,60	6			
TCS-20 x 20 x 1,5	1,11	0,88	6			
TCS-20 x 20 x 2	1,44	1,15	6			
TCS-25 x 25 x 1	0,96	0,76	6			
TCS-25 x 25 x 1,5	1,41	1,12	6			
TCS-25 x 25 x 2	1,84	1,47	6			
TCS-30 x 30 x 1	1,16	0,92	6			
TCS-30 x 30 x 1,2	1,38	1,10	6			
TCS-30 x 30 x 1,5	1,71	1,36	6			
TCS-30 x 30 x 2	2,24	1,79	6			
TCS-32 x 32 x 1,5	1,83	1,46	6			
TCS-35 x 35 x 1	1,36	1,08	6			
TCS-35 x 35 x 1,5	2,01	1,60	6			
TCS-35 x 35 x 2	2,64	2,11	6			
TCS-40 x 40 x 1,5	2,31	1,84	6	5,72	2,86	1,56
TCS-40 x 40 x 2	3,04	2,43	6	7,34	3,67	1,54
TCS-40 x 40 x 3	4,44	3,55	6	10,20	5,10	1,51
TCS-40 x 40 x 4	5,76	4,60	6	12,59	6,29	1,47
TCS-50 x 50 x 1,5	2,91	2,32	6	11,42	4,57	1,98
TCS-50 x 50 x 2	3,84	3,07	6	14,77	5,91	1,96
TCS-50 x 50 x 3	5,64	4,51	6	20,85	8,34	1,92
TCS-50 x 50 x 4	7,36	5,88	6	26,15	10,46	1,88
TCS-50 x 50 x 5	9,-	7,20	6	30,75	12,30	1,84

## ANEXO 8 Presupuesto material aislante



### RIESE INDUSTRIAL C.A.

Dirección Fiscal:  
Torre Domus, Piso 3 - Oficina 3-C, entre Av. Lincoln y Calle Olimpo, Sabana Grande  
Tlfs. (0212) 782.59.49 - 793.97.20 - 794.13.62. Fax: (0212) 793.87.07.

Rif: J-00197017-7

Fecha: Maracay 15 de Octubre de 2.012

Señores:

FORJA VENEZUELA, S.A

Estado Aragua

Estimados señores:

Atc. Ing. Manuel Delgado

Departamento de Compras

Por medio de la presente tenemos a bien someter a su consideración nuestra siguiente oferta:

Rng	Cant.	Unid.	Descripción	P/Unit. Bs. F	Total Bs. F
1	1	Rollo	Manta de Fibra Ceramica Kaowool 2300- 6 PCF <u>Medidas:</u> 300" * 24" * 1"	910,00	910,00
2	1	Pieza	Ladrillo Aislante K-23 Stg <u>Medidas:</u> 9" * 4 1/2" * 3"	45,00	45,00
<b>Sub-Total Bs. F.....</b>					<b>955,00</b>
<b>I. V. A. Bs. F.....</b>					<b>114,60</b>
<b>Total Cotizado Bs. F.....</b>					<b>1.069,60</b>

#### NOTAS:

A) Esta oferta está sujeta a previa aprobación de las divisas por parte de CADIVI y el otorgamiento del Permiso de Importación donde aplica.

B) Los precios fueron calculados a la tasa cambiaria de Bs. 4,30 por dólar; si estas tasas varían para el momento del pago se ajustarán proporcionalmente.

#### CONDICIONES DE VENTA:

Validez de la Oferta: 05 DÍAS

Tiempo de Entrega: 01 DÍA, LUEGO DE RECIBIDA SU ORDEN DE COMPRA

Condiciones de Entrega: EN NUESTRO DEPOSITO

Condiciones de Pago: CONTADO

Sin más a que hacer referencia se despide,

Muy atentamente,

Antonio González  
Gerente de Sucursal

RIESE INDUSTRIAL, C.A

CARACAS	MARACAY	BARQUISIMETO	MARACAIBO	PUNTO FIJO	BARCELONA	PUERTO ORDAZ
0212-5413041	0243-2356144	0251-2371866	0261-7652426	0269-2465126	0281-2760526	0286-9511615

## ANEXO 9 Presupuesto material para estructura



Maracay, 17 de Octubre de 2012

Cliente: Forja Venezolana, C.A

Rif: J-07517014-8

Dirección: Prolongación C/Sánchez Carrero N° 3 Zona Industrial – San Miguel.  
Maracay - Edo Aragua.

## Cotización

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Total
1	Tubo 1 x 1, cal 2,0	130	130
1	Pletina 1 x 1/16	65	65
1	Lámina 4 x 8, cal 2,5	830	830
TOTAL			1025

**HIERRO SAM C.A.**

RIF.: J-31009071-8

TELF.: 0243-2363612

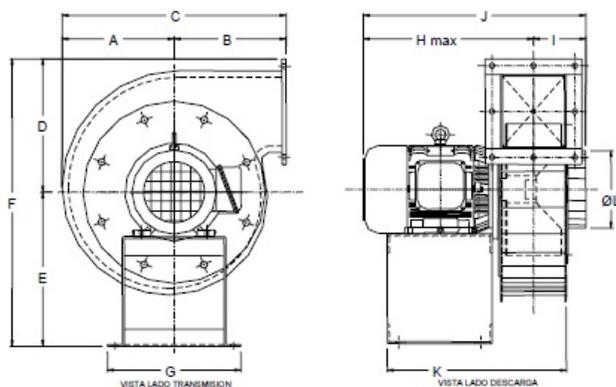
Merlin Surdo

Avenida Aragua N° 170 - Entre Av. Bermúdez y Av. Fuerzas Aéreas  
 Telefax: (0243) 236.36.12 - Maracay - Estado Aragua

### ANEXO 10 Ficha técnica ventilador

TAMAÑO	RPM	1" H2O (PE)			2" H2O (PE)			3" H2O (PE)			4" H2O (PE)			5" H2O (PE)			6" H2O (PE)		
		PCM	VS	BHP	PCM	VS	BHP	PCM	VS	BHP	PCM	VS	BHP	PCM	VS	BHP	PCM	VS	BHP
5	3500	673	4949	0.85	602	4426	0.77	520	3824	0.68	421	3096	0.58	259	1904	0.40			
6	3500	1199	6117	2.17	1117	5699	2.04	1029	5250	1.91	932	4755	1.76	823	4199	1.59	693	3536	1.38
7	1750	821	3075	0.52	564	2112	0.38												
	3500	1937	7255	4.77	1844	6906	4.57	1747	6543	4.36	1643	6154	4.14	1532	5738	3.90	1412	5288	3.65
8	1750	1226	3503	1.0	842	2406	0.75												
	3500	2891	8260	9.3	2753	7866	8.9	2608	7451	8.5	2453	7009	8.0	2287	6534	7.6	2108	6023	7.1
9	1750	1868	4304	1.89	1600	3687	1.66	1273	2933	1.38	724	1668	0.89						
	3500	4094	9433	16.4	3981	9173	16.0	3864	8903	15.6	3745	8629	15.1	3622	8346	14.7	3494	8051	14.3
10	1750	2624	4815	3.5	2248	4125	3.0	1788	3281	2.5	1017	1866	1.6						
	3500	5752	10554	29.0	5593	10262	28.0	5429	9962	27.5	5261	9653	26.6	5087	9334	26.0	4909	9007	25.0
11	1150	2372	3594	1.41	1733	2626	1.10												
	1750	4000	6061	5.46	3711	5623	5.09	3362	5094	4.71	2934	4445	4.24	2455	3720	3.65	1823	2762	2.78
12	1150	3025	3930	2.2	2254	2871	1.7												
	1750	5202	6627	8.5	4826	6148	7.9	4392	5595	7.3	3815	4860	6.6	3192	4066	5.7	2371	3020	4.3
13	1150	4151	4492	3.43	3522	3812	3.01	2691	2912	2.42	1078	1167	1.10						
	1750	6749	7304	12.9	6425	6953	12.3	6069	6568	11.7	5656	6121	11.0	5173	5598	10.3	4638	5019	9.5
14	1150	5191	4851	5.0	4404	4116	4.4	3365	3145	3.5	1348	1260	1.6						
	1750	8439	7887	18.7	8034	7508	17.9	7589	7093	17.0	7073	6610	16.0	6469	6046	15.0	5800	5421	13.8
15	1150	6589	5348	7.25	5952	4831	6.62	5124	4159	5.92	4143	3363	4.96	2733	2218	3.39			
	1750	10527	8545	26.8	10170	8255	25.9	9795	7950	25.0	9389	7621	24.0	8934	7252	23.1	8416	6831	22.1
16	1150	8004	5734	10.0	7230	5179	9.2	6224	4458	8.2	5033	3605	6.9	3320	2378	4.7			
	1750	12787	9160	37.0	12354	8850	35.8	11898	8523	34.5	11405	8170	33.0	10852	7774	32.0	10223	7323	30.5
17	1150	9647	6106	14.4	8919	5645	13.2	8109	5132	12.1	7181	4545	10.9	6141	3887	9.3	4762	3014	7.4
	1750	15296	9681	52.9	14852	9400	51.2	14403	9116	49.5	13940	8823	47.8	13458	8518	46.1	12951	8197	44.4

### Dimensiones del ventilador.



TAMAÑO		DIMENSIONES										
MOTOR	A	B	C	D	E	F	G	Hmax	I	J	K	
5	71/90	190	186	376	228	292	520	285	325	106	431	365
6	71/90	224	219	443	265	313	578	340	335	116	451	385
7	80/112	258	248	506	302	363	665	406	401	127	528	450
8	80/112	293	279	572	340	410	750	508	412	137	549	471
	132								490		627	546
9	80/112	328	310	638	377	463	840	508	422	147	569	491
	132/160								623		770	587
10	80/112	362	340	702	417	485	902	562	433	159	592	515
	132/160								635		827	591
11	80/112	399	368	767	456	504	960	610	444	170	614	531
	132/160								703		873	613
12	80/112	435	399	834	508	580	1088	525	455	181	636	559
	132								582		715	635
13	90/112	475	430	905	548	650	1198	525	485	216	681	579
	132/160								667		883	655
14	90/112	508	460	968	598	660	1258	525	476	227	703	601
	132/160								678		905	677
15	100/132	545	492	1037	636	670	1306	622	585	237	802	698
	160/180								745		982	744
16	100/112	577	520	1097	671	700	1371	622	496	247	743	722
	132/200								821		1068	767
17	112	615	552	1167	712	720	1432	632	506	257	763	742
	132/200								831		1088	787

## ANEXO 11 Especificaciones técnicas quemador



# Piro Jet Burner

Quemadores de alta velocidad de llama para gas

**C 3004**

PIROTEC BURNERS

REFERENCIA DEL QUEMADOR: PJ4	
CARACTERÍSTICAS	
Capacidad Btu/hr	400.000
Caudal de aire CFH@ 20% Exceso	4.800
Capacidad mínima Btu/hr	40.000
Suministro eléctrico (VAC)	120
Presión de gas requerida	9" wc
Diámetro de entrada de gas (In)	1/2"
Diámetro de entrada de aire (In)	2"
Exceso de aire	20%
Caudal de gas natural (CFH)	400.00
Caudal de gas propano (CFH)	160.00
Caudal de gas butano (CFH)	125.00
Caudal de gas GLP (CFH)	142.85

**En la práctica los parámetros pueden variar debido a los siguientes factores:**

- La altura del sitio de la instalación de los equipos con respecto al nivel del mar.
- La presión de la cámara de combustión.
- Variaciones en la presión de alimentación de gas en el quemador.
- Composición del aire de combustión inyectado al quemador.

**Nota:**

- Las pruebas de los quemadores son realizadas a cero metros sobre el nivel del mar.
- Se asume el GLP como mezcla de 50% propano y 50% butano.
- Variaciones en la temperatura del aire de combustión pueden modificar los resultados.
- Para efecto de pruebas se ha tomado la potencia con respecto al poder calorífico superior del combustible, a condiciones normales de presión y temperatura a una atmósfera (14,7 PSIA) y 70° F (21° C).

EMISIÓN DE GASES PARA GAS NATURAL		
PARÁMETRO	% DE CAPACIDAD	PJ4
No x ppm @ 4% O <sub>2</sub>	25% capacidad	50
	100% capacidad	45
CO @ 4% O <sub>2</sub>	100% capacidad	25ppm

ESPECIFICACIONES PARA TODOS LOS MODELOS	
Combustible	Gas natural, propano, butano, GLP, mezcla
Ventilador	Remoto seleccionado según la capacidad y la presión requerida por el quemador
Detección de llama	Sensor FR de varilla
Tipo de quemador	Alta velocidad para altas temperaturas
Cámara de combustión	Tubo de Aleación - Bloque refractario disponible
Posición del quemador	90°, 180°, Vertical - Horizontal

## ANEXO 12 Presupuesto ventilador.

**METAL BLOWER C.A**

Tlafs.: (0212) 368 1873 / 8878968 / 6191892 / 6199413 / 6199402 Telefax: 5321450

E-mail: metalblower@cantv.net

ventiladores\_mb@yahoo.com

Cliente: Forja Venezolana, C.A.

Rif: J-07517014-8

Dirección: Probingación C/Sánchez Carrero N° 3, Zona industrial San Miguel.  
Maracay-Edo Aragua.**COTIZACIÓN**

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Total
1	Ventilador centrífugo serie 152 Tamaño 13	8000	8000
		Total	8000

**METAL BLOWER C.A**

Maracay, 22 de Octubre de 2012

## ANEXO 13 Presupuesto quemador.



Maracay, 17 de Octubre de 2012

**Cliente:** Forja Venezolana, C.A.

**Rif:** J-07517014-8

**Dirección:** Probingación C/Sánchez Carrero N° 3, Zona industrial San Miguel.  
Maracay-Edo Aragua.

## COTIZACIÓN

Cantidad	Descripción	Precio Unitario	Total
1	Quemador Pirotec Burners. Modelo PJ4	2000	2000
		<b>Total:</b>	<b>2000</b>

**MAQUINARIAS  
PRATOLONGO C.A.**  
TEL(041) (240) 246 2753

Calle Girardot #75, Barrio Lourdes, Esquina Jun In. Maracay - Estado Aragua

**ANEXO 14 Recibo de gas de la empresa**



PDVSA GAS  
 000767270 NIT NO.006399583  
 TORO NEGRO SUR, AL. INVOLTA ESPARTA, EDIFICIO PDVSA GAS,  
 AVILA, MUNICIPIO SANON BOLIVAR,  
 VENEZUELA - EDO ANZOATEGUI

ORIGINAL

**FACTURA POR CONSUMO DE GAS METANO PARA USO INDUSTRIAL**  
 MES FACTURADO: AGO-2012

Nº de CONTROL 00-66662

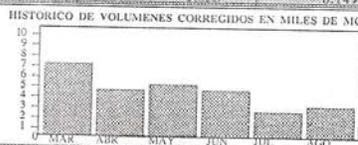
FACTURA:			
SERIE A Nº	30045146	2	1
TOTAL A PAGAR (Bs.):	627,29		
CUENTA CONTRATO:	20029048		

Fecha de emisión:	10-09-2012	Número de días del periodo:	31	OMEM del periodo:	7.233	Módulo del periodo:	6.149
RAZON SOCIAL DEL CLIENTE	FORJA VENEZOLANA C.A	NOMBRE DE LA ESTACION	EMR - FORJA VENEZOLANA.C.A	CODIGO ESTACION	ES-1361	ESTADO	ARAGUA
DIR: 1075170148 NIT: 0066126774		TEL: 043-85242				OMEM	7.000
						MINIMO	5.950
DIRECCION FISCAL: ZONA IND. SAN MIGUEL CLE. SANCHEZ CARRERO SUR NO. 3 MARACAY ARAGUA							

PERIODO FACTURADO	CONCEPTO	VOL. CORREG. M3	VOL. PACT. M3	TARIFA (Bs./M3)	MONTO (Bs.)
6-JUL-2012 AL 15-AGO-2012	PRODUCTO GAS METANO	2.853	6.149	0,049431	303,95
6-JUL-2012 AL 15-AGO-2012	DISTRIBUCION GAS METANO	2.853	6.149	0,006071	37,33
6-JUL-2012 AL 15-AGO-2012	TRANSPORTE GAS METANO	2.853	6.149	0,035583	218,80
SUB TOTAL IVA MES 12 %					560,08
TOTAL PERIODO FACTURADO					627,29

SUB TOTAL A PAGAR	560,08
TOTAL IVA 12 %	67,21
TOTAL A PAGAR	627,29

PARAMETROS DE CALCULO	VALOR
Arreglo de Lectura	51,00
Temperatura de Medición (psig)	59,0000
Temperatura de Medición (Grados F)	60,00
Factor de Supercompresibilidad	1,00990
Factor Calorífico (BTU/PC)	1,064524
Densidad Especifica	0,6642



FACTURACION EQUIVALENTE	VALOR
LEONES DE BTU	0,00
LEONES DE B.P.P.	0,84

duración estimada según Resoluciones DM 139 Y DM 019 GO 38.378 del 23/02/2006 y N°136.N°018 GO 38.401 del 20/03/2006 vigentes. El ajuste de la paridad cambiaría si siendo evaluado por los Ministerios con competencia en la materia, lo que pudiera generar una nota de debito producto de esa evaluación.

FECHA DE IMPRESION: LOS COLORES, C.A. | RIF: J295018572 | TOLEDOUX (00-1) 8512200 | Av. Martín Tovar y Páez, C.C. Páez, Páez, P.B. Local 14  
 Fecha de Imp: 20-06-2012 | Nº de Control desde 00-64501 hasta 00-74500 | Nº Prov: SENAT/10/00993 de fecha 07/07/2012 | R. Central

ORIGINAL  
 MES FACTURADO: AGO-2012

Nº de CONTROL 00-66662



PDVSA GAS  
 000767270 NIT NO.006399583

RAZÓN SOCIAL: FORJA VENEZOLANA C.A	FACTURA:		
	SERIE A Nº	30045146	2 1
	TOTAL A PAGAR (Bs.):	627,29	



## ANEXO 16 Catalogo de pletinas de hierro.

Designación	Anchura mm	Espesor mm	Peso kgf/m	Peso/pieza a kgf/pieza	Embalaje piezas/atado	Peso atado kgf/atado	Longitud m
3/4x1/8	19,050	3,175	0,475	2,85	320	912	6
3/4x3/16	19,050	4,763	0,712	4,27	224	957	6
1x1/8	25,400	3,175	0,633	3,80	250	950	6
1x3/16	25,400	4,763	0,950	5,70	168	958	6
1x1/4	25,400	6,350	1,266	7,60	128	972	6
1 1/4 x1/8	31,750	3,175	0,791	4,75	206	978	6
1 1/4 x3/16	31,750	4,763	1,187	7,12	136	969	6
1 1/4 x1/4	31,750	6,350	1,583	9,50	102	969	6
1 1/2 x1/8	38,100	3,175	0,950	5,70	172	980	6
1 1/2 x3/16	38,100	4,763	1,425	8,55	112	958	6
1 1/2 x1/4	38,100	6,350	1,899	11,39	84	957	6
2x1/8	50,800	3,175	1,266	7,60	128	972	6
2x3/16	50,800	4,763	1,899	11,39	84	957	6
2x1/4	50,800	6,350	2,532	15,19	64	972	6
65x6	65,000	6,000	3,058	18,35	54	991	6
65x9	65,000	9,000	4,592	27,55	36	991	6
65x12	65,000	12,000	6,117	36,70	27	991	6
75x6	75,000	6,000	3,528	21,17	48	1016	6

### Propiedades mecánicas.

Grado Acero	Límite elástico mínimo Fy	Resistencia a la tracción mínima Fsu	Alargamiento mínimo en 50 mm %	Alargamiento mínimo en 200 mm %
COVENIN AE-25	2500 kgf/cm <sup>2</sup> 250 MPa	4000-5600 kgf/cm <sup>2</sup> 400-550 MPa	21	20
ASTM A36	36 ksi 250 MPa	58-80 ksi 400-550 MPa	21	20

## ANEXO 17 Presupuesto tuercas de ojo

## FORJA VENEZOLANA C.A.

PRESUPUESTO  
000000502

Cliente	MANUEL	Nombre	MANUEL DELGADO
Dirección	Urb. Fundación Maracay, Maracay Edo Aragua		
Contacto		Teléfono	0412-1428202
R.I.F.	ci 18488049	N.I.T.	
Vendedor	01	DIRECTO	

Emisión	23/10/2012
Vence	23/10/2012
Página	1

Código	Descripción	Cant.	Precio ( Bs. )	Dcto.	I.V.A.	Total
TTUOJ-2020	TUERCAS DE OJO 5/8"	1	17,00	0,00	12,00	17,00

FORJAVEN, C.A.  
07517014-8

*Cecilia C*

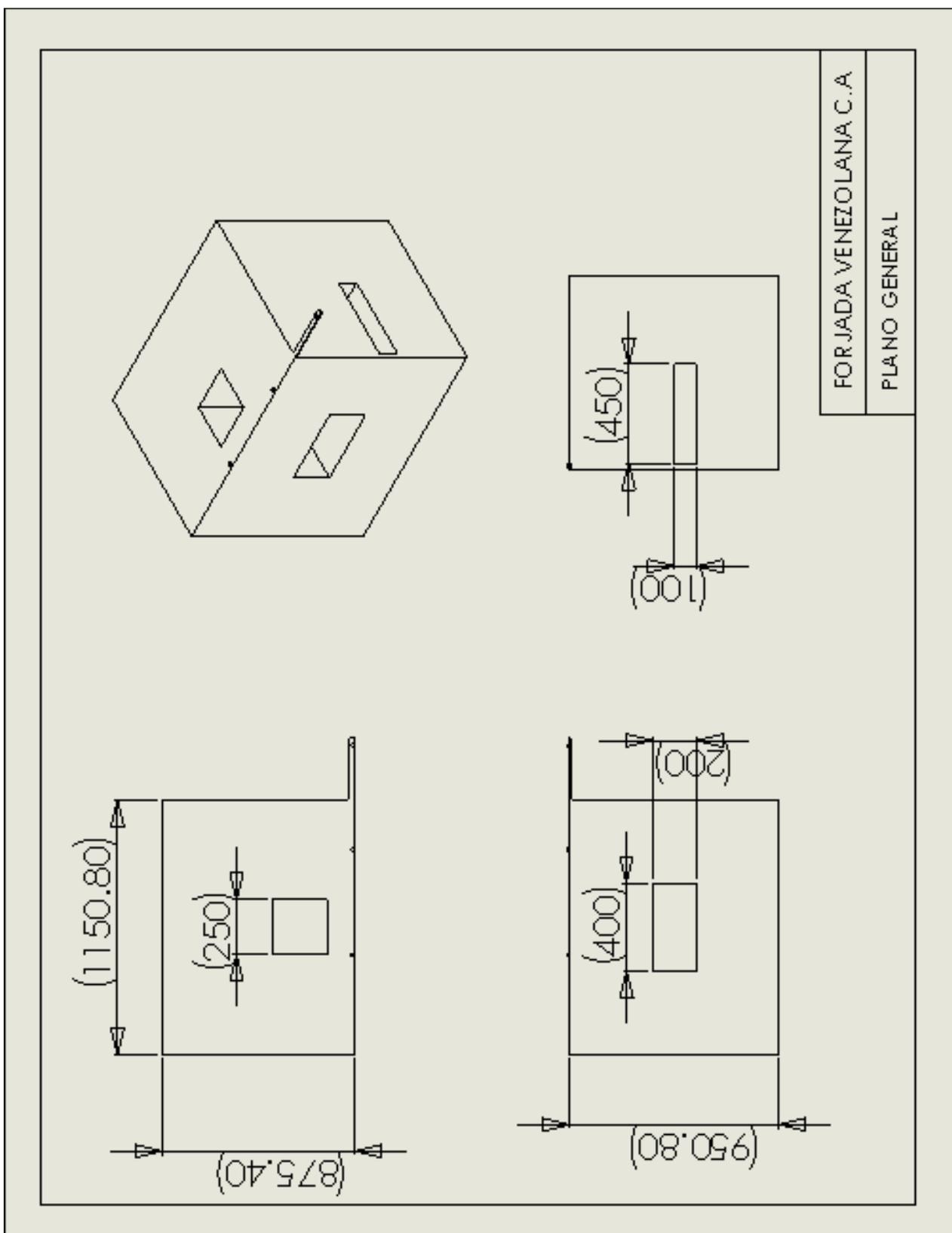
Sub Total	17,00
Descuento 1	0,00 0,00 %
Descuento 2	0,00 0,00 %
Flete	0,00 0,00 %

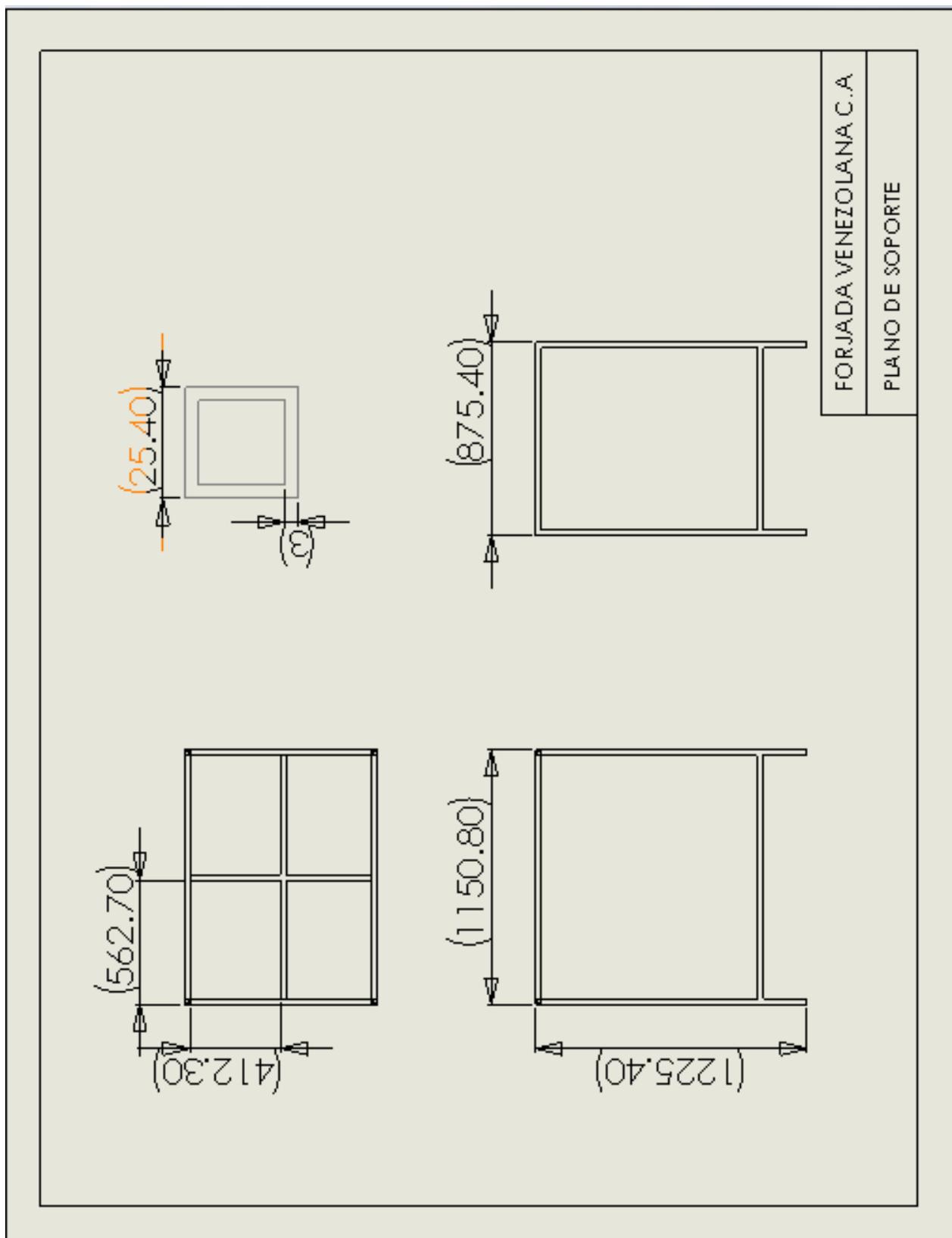
Total Neto	17,00
Impuesto (I.V.A.)	2,04
Total Operación	19,04

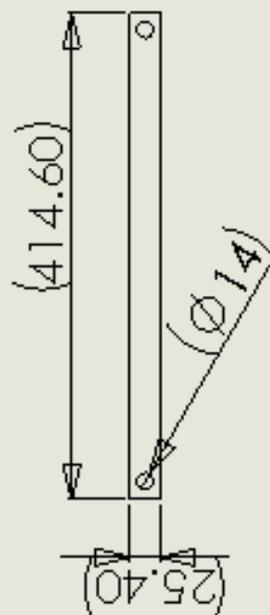
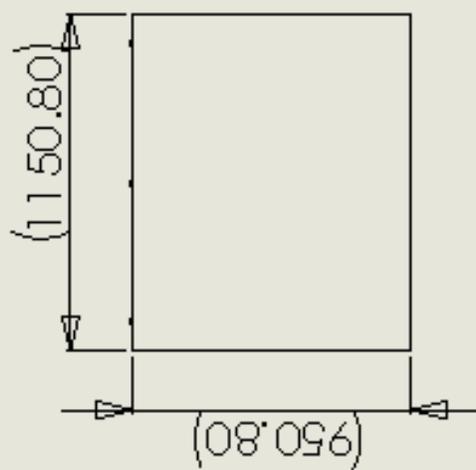
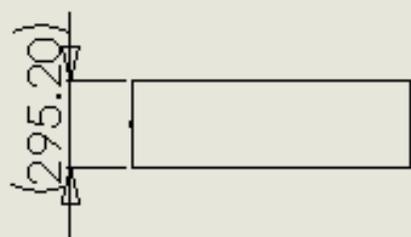
Notas

Por FORJA VENEZOLANA C.A.

## ANEXO 18 Planos.







FORJADA VENEZOLANA C.A

PLANO DE PUERTA

## APÉNDICE A

### SELECCIÓN DE LA MEJOR SOLUCIÓN

Esta etapa consiste en evaluar las diferentes posibles soluciones según el método de ponderación de criterios y soluciones, con el fin de seleccionar aquella que mejor resuelva el problema.

Método de ponderación de criterios y soluciones.

Este método esta comprendido en tres etapas:

- I) Se estudian todas las probables soluciones generadas durante la etapa de búsqueda.
- II) Se aplican las restricciones a todas las probables soluciones.
- III) Se aplican los criterios a las soluciones.

A continuación se describe cada una de estas por separado.

I) Se estudian todas las probables soluciones generadas durante la etapa de búsqueda.

En esta etapa se plantearon diferentes posibles soluciones tomando en cuenta factores importantes como lo son: tipo de horno (recirculación, eléctrico, llama directa, etc.), manejo de la materia prima (continuo, por lotes, etc.), procedimiento de carga y descarga (puertas, libre, etc.). Posteriormente se combinaron estos factores lo que arrojó las siguientes posibles soluciones:

PS1: Horno de recirculación de aire caliente con dos puertas, una de entrada y otra de salida.

PS2: Horno de recirculación de aire caliente con una puerta.

PS3: Horno de recirculación de aire caliente sin puertas.

PS4: Horno eléctrico continuo.

PS5: Horno eléctrico con una puerta.

PS6: Horno eléctrico con dos puertas.

PS7: Horno continuo de llama directa.

PS8: Horno con puertas y llama directa.

II) Se aplican las restricciones a todas las probables soluciones.

Esto se realiza tomando en cuenta las siguientes premisas; a) las restricciones permiten eliminar posibles soluciones, sin necesidad de compararlas entre si, b) para que una probable solución se convierta en una solución es necesario que cumpla con todas las restricciones del problema.

Seguidamente se presentan las restricciones del problema:

R1: Uso de los servicios disponibles.

R2: Cumplimiento de la producción.

R3: Seguridad del operario.

R4: Tendencia a bajo consumo energético.

Sometiendo las posibles soluciones a las restricciones se obtiene la tabla A1.

**Tabla A.1 Comparación de posibles soluciones con las restricciones**

	PS1	PS2	PS3	PS4	PS5	PS6	PS7	PS8
R1	SI							
R2	SI							
R3	SI	SI	NO	SI	SI	SI	SI	SI
R4	SI	SI		NO	SI	NO	NO	SI

**Fuente: Elaboración propia**

Las soluciones del problema son:

S1: Horno de recirculación de aire caliente con dos puertas, una de entrada y otra de salida.

S2: Horno de recirculación de aire caliente con una puerta.

S3: Horno eléctrico con una puerta.

S4: Horno con puertas y llama directa.

III) Se aplican los criterios a las soluciones.

Los criterios que expresan las necesidades del proyecto a realizar son las siguientes:

C1: Menor pérdida de calor.

C2: Menor impacto negativo sobre la materia prima.

C3: Facilidad de mantenimiento.

C4: Menor costo de operación.

C5: Facilidad de manejo de la materia prima.

Esta etapa se divide en tres sub-etapas las cuales son:

- Ponderación de criterios.

Se debe comparar cuantitativamente los criterios entre sí para poder jerarquizarlos según su orden de importancia, para esto se comparan los criterios por pares y se selecciona el que más importancia tenga, posteriormente se contabiliza el número de veces que aparece, la ponderación del criterio se obtiene con la ecuación

$$P_{cx} = M + 1 \quad (1a)$$

Donde:

$P_{cx}$ : Ponderación del criterio x.

M: Numero de veces que aparece.

La evaluación realizada a los criterios se observa en la siguiente tabla.

**Tabla A.2 Evaluación de ponderación de criterios**

	C1	C2	C3	C4	C5	M	$P_{cx}$
C1						4	5
C2	C1					1	2
C3	C1	C3				3	4
C4	C1	C4	C3			2	3
C5	C1	C2	C3	C4		0	1

**Fuente: Elaboración propia**

- Ponderación de soluciones respecto a cada criterio.

Se comparan las soluciones de pares evaluando cual cumple mejor con el criterio que se esta evaluando, la ponderación de la solución se obtiene de igual manera con la ecuación 1a.

**Tabla A.3 Ponderación de soluciones respecto al criterio 1**

C1	S1	S2	S3	S4	M	Psx1
S1					0	1
S2	S2				2	3
S3	S3	S3			3	4
S4	S4	S2	S3		1	2

Fuente: Elaboración propia

**Tabla A.4 Ponderación de soluciones respecto al criterio 2**

C2	S1	S2	S3	S4	M	Psx2
S1					1	2
S2	S2				2	3
S3	S3	S3			3	4
S4	S1	S2	S3		0	1

Fuente: Elaboración propia

**Tabla A.5 Ponderación de soluciones respecto al criterio 3**

C3	S1	S2	S3	S4	M	Psx3
S1					1	2
S2	S2				3	4
S3	S1	S2			0	1
S4	S4	S2	S4		2	3

Fuente: Elaboración propia

**Tabla A.6 Ponderación de soluciones respecto al criterio 4**

C4	S1	S2	S3	S4	M	Psx4
S1					1	2
S2	S2				2	3
S3	S1	S2			0	1
S4	S4	S4	S4		3	4

Fuente: Elaboración propia

**Tabla A.7 Ponderación de soluciones respecto al criterio 5**

C5	S1	S2	S3	S4	M	Psx5
S1					1	2
S2	S2				2	3
S3	S3	S3			2	3
S4	S1	S2	S4		1	2

Fuente: Elaboración propia

El resultado de la ponderación de soluciones se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla A.8 Ponderación de soluciones**

	C1	C2	C3	C4	C5
S1	1	2	2	2	2
S2	3	3	4	3	3
S3	4	4	1	1	3
S4	2	1	3	4	2

Fuente: Elaboración propia

- Ponderación final de soluciones.

Para obtener la puntuación final de cada solución se usa la siguiente ecuación.

$$P_{tsi} = (P_{c1} \times P_{si1}) + (P_{c2} \times P_{si2}) + (P_{c3} \times P_{si3}) + (P_{c4} \times P_{si4}) + (P_{c5} \times P_{si5}) \quad (1b)$$

Donde:

$P_{tsi}$ : puntuación final de la solución  $i$ .

$P_c$ : ponderación de cada criterio.

$P_{si}$ : ponderación de la solución  $i$  respecto a cada criterio.

Cálculo tipo:

$$P_{ts1} = (P_{c1} \times P_{s11}) + (P_{c2} \times P_{s12}) + (P_{c3} \times P_{s13}) + (P_{c4} \times P_{s14}) + (P_{c5} \times P_{s15})$$

$$P_{ts1} = (5 \times 1) + (2 \times 2) + (4 \times 2) + (3 \times 2) + (1 \times 2) = 25$$

A continuación se muestran los resultados finales de cada solución.

**Tabla A.9 Puntuación final de soluciones**

Solución	S1	S2	S3	S4
Puntuación	25	49	38	38

**Fuente: Elaboración propia**