

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



Diseño y Cálculo por Computación Digital de un Horno Industrial para Calentamiento de Piezas de Acero Fundido para una Producción de 36 Ton./ día para “ Metalúrgica Peruana ” S. A. (Mepsa)

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

LUIS MIYAHIRA YOSHIDA

PROMOCION: 1984 - I

LIMA • PERU • 1986

C O N T E N I D O

PROLOGO

1.- INTRODUCCION

2.- ASPECTOS GENERALES DE LOS HORNOS PARA CALENTAMIENTO

2.1. Concepto de Hornos de Calentamiento de piezas

2.2. Area de Exposición

2.3. Propiedades de los Materiales Utilizados
en los Hornos

2.4. Selección del Tipo de Horno a Diseñar

2.5. Comportamiento Mecánico de la Mampostería

2.6. Tratamiento Térmico

3.- CALCULO DEL HORNO

3.1. Condiciones de Trabajo del Horno

3.2. Cálculo de la Longitud y Ancho de la Cámara

3.3. Determinación de las Dimensiones Bases
de la Bóveda

3.4. Cálculo de la Altura de la Cámara

3.5. Selección del Refractario y Aislante

3.6. Cálculo de los Espesores Económicos del
Refractario y Aislante

3.7. Diseño de la Bóveda

3.8. Diseño de la Solera

3.9. Diseño de las Paredes

4.- SELECCION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.-DISCUSION DE ALTERNATIVAS

- 4.1. Calor Impartido a las Piezas
- 4.2. Transferencia de Calor por la Mampostería
- 4.3. Pérdidas Especiales de Calor
- 4.4. Calor Impartido al Horno
- 4.5. Alternativas
- 4.6. Por Resistencia Eléctrica
- 4.7. Por Combustión de Petróleo
- 4.8. Relación de Datos y Expresiones en Lenguaje Fortran Necesarios para el Programa
- 4.9. Selección de los Elementos Liberadores de Calor
- 4.10. Evaluación de las Alternativas

5.- CALCULO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA METALICA

- 5.1. Cálculo de los Pórticos
- 5.2. Cálculo de la Estructura de la Puerta
- 5.3. Cálculo de la Estructura de la Solera Móvil

6.- SISTEMA DE ACCIONAMIENTO MECANICO

- 6.1. Accionamiento de la Solera
- 6.2. Accionamiento de la Puerta

7.- SISTEMA DE CONTROL

- 7.1. Objetivo
- 7.2. Selección de los Equipos de Control

8.- PRESUPUESTO DE LA OBRA

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

APENDICE

PLANOS

PROLOGO

El tema que a continuación se expone, así como su presentación, permitirá que despierte el interés de muchas personas, ya que en ella se hace uso de la técnica de la PROGRAMACION DIGITAL y la computadora para la realización de los cálculos necesarios para el diseño respectivo.

Los capítulos se han establecido de tal manera que una depende de la anterior. Esto se ha hecho con el ánimo de tener determinadas las expresiones matemáticas y constantes correspondientes en forma correlativa y poder así confeccionar el PROGRAMA.

El texto se divide en ocho capítulos. En el capítulo 1 referente a la introducción se presenta una breve reseña sobre la utilización de la computadora en la rama de la ingeniería; también se indica el propósito de esta tesis, lo mismo que la metodología a usar, los alcances y limitaciones. El capítulo 2 contiene una clara exposición de los conceptos y de los principios necesarios para el desarrollo de los capítulos, así como también la selección del tipo de horno a diseñar. La utilización de la computación y técnicas de la programación para los cálculos y el diseño de los hornos industriales para el calentamiento de piezas de acero se realizan en los capítulos 3 y 4; en ambos capítulos se obtienen las expresiones matemáticas y las proposiciones de asignación. En el capítulo 3 se determinará las dimensiones de la cámara de calentamiento; aquí también se determinará el tipo de refractario y aislante que se va a utilizar de acuerdo a las con-

diciones de trabajo del horno, determinándose así las especificaciones de estos materiales las cuales se utilizarán como constantes en la elaboración del PROGRAMA y poder así calcular los espesores óptimos de las paredes y del techo. En el capítulo 4 se calcula la cantidad de energía que se requiere y se evalúan las alternativas del sistema para la generación de esta energía calorífica; al final de los capítulos 3 y 4 se da la relación de las expresiones obtenidas con sus equivalentes en lenguaje FORTRAN. La confección del programa para la computadora, lo mismo que la impresión de los resultados y programa, se dan al final del capítulo 4. Los capítulos 5 y 6 no intervienen en los cálculos con el programa porque se refiere al diseño de la estructura metálica y de los mecanismos, que no se pueden generalizar porque están sujetas al tamaño y uso de cada horno en particular; es por eso que en estos capítulos se realizan los cálculos en la forma tradicional. El capítulo 7 especifica los tipos de sistemas necesarios para controlar los parámetros que regulan las condiciones de trabajo del horno, lo mismo que la manera de seleccionar el sistema adecuado y también la instalación y funcionamiento de los sistemas elegidos. Por último en el capítulo 8 se hará una evaluación del presupuesto para la construcción del horno, tomando en cuenta todos los gastos y costos de los elementos que intervienen en la construcción.

INTRODUCCION

La segunda mitad del siglo veinte bien puede calificarse como la era de las computadoras. El hombre en casi todos los aspectos del conocimiento, tal como la ingeniería, es decir donde quiera que se necesite recolectar datos y analizarlos por medio de los cálculos, tendrá algún contacto con las computadoras y los lenguajes que se utilizan para darles instrucciones. Uno de estos lenguajes de programación se conoce con el nombre de FORTRAN. Como es sabido, en la actualidad los países industrializados se utilizan programas ya establecidos en los archivos de las computadoras, de tal manera que tan solo introduciendo los datos necesarios al programa se obtienen las dimensiones, formas, perfiles, etc. de los elementos y/o aparatos que se desean diseñar.

El propósito general de esta tesis es el de confeccionar un programa para el diseño de hornos industriales para el calentamiento de piezas de acero para diferentes procesos como: La conformación plástica, tratamiento térmico para piezas fundidas y conformados plásticamente; sirviendo también para otros procesos especificados en la tabla 1 del apéndice referido al acero. El objetivo específico es el diseño de un horno para calentamiento de piezas de acero fundido para tratamiento térmico que requiere la empresa Metalúrgica Peruana S.A. (MEPSA) para instalarla en la nueva línea de producción que tiene proyectada.

Con el resultado del diseño del horno que requiere la empresa en particular, aprovechando el programa confeccionado, es

un medio eficaz para demostrar que se pueden crear programas, archivarlo en las memorias de las computadoras que actualmente tienen las universidades, especialmente la Universidad Nacional de Ingeniería y procesarlos para cuando se requiera diseñar elementos y aparatos específicos sin necesidad de hacer cálculos para cada caso particular o cuando una industria, empresa u otro tipo de entidad lo requiera.

El planteamiento empieza determinándose las expresiones que calculen: El tiempo de calentamiento de la máxima cantidad de piezas a procesar, la capacidad de calentamiento del horno, las dimensiones de la solera o sea la longitud y ancho de la cámara de calentamiento así como su altura; teniendo seleccionado el refractario y aislante que se va a utilizar y de acuerdo a sus especificaciones se podrá obtener las expresiones para calcular las dimensiones tanto del techo como el de las paredes; por medio de la teoría de Transferencia de Calor determinaremos las expresiones para calcular la potencia requerida y determinar la fuente de energía conveniente. Una vez obtenidas todas las fórmulas o expresiones matemáticas mencionadas, se transformarán al LENGUAJE FORTRAN y luego se confeccionará el PROGRAMA GENERAL para diseñar y calcular hornos industriales para calentamiento de piezas de acero en general; este programa se procesará en el centro de cómputos de la Universidad Nacional de Ingeniería con los datos necesarios obtenidos en la empresa Metalúrgica Peruana S.A. y así obtener el dimensionamiento del horno requerido, con el refractario y aislante necesario y el sistema de calentamiento adecuado. Como la estructura metálica y los mecanismos que serán ne

cesarios, se diseñan y calculan de un modo particular, dependiendo del tamaño, uso y estética de cada horno, no pudiéndose generalizar en un programa, se calculará manualmente lo mismo que para los sistemas de control y el presupuesto de la construcción del horno requerido por MEPSA.

Como se observará, este trabajo tiene un campo general para el cálculo y diseño de hornos industriales para calentamiento de diferentes: Procesos para piezas de acero, tamaños de hornos, temperaturas de calentamiento, condiciones ambientales; determina la conveniencia de utilizar el sistema de calentamiento por energía eléctrica o combustión de petróleo. En cuanto a sus limitaciones tenemos que solamente es para carga por lotes y no para hornos continuos; se vé limitado también para calentamiento solo de piezas de acero; se debe tener seleccionado el tipo de refractario y aislante adecuado; que los únicos sistemas de calentamiento que se pueden evaluar son por energía eléctrica y combustión de petróleo y los datos que se requieren introducir a la computadora deben estar en el sistema internacional.

CAPITULO 2

ASPECTOS GENERALES DE LOS HORNOS PARA CALENTAMIENTO

2.1. Concepto de Hornos de Calentamiento de Piezas

El término Hornos Industriales, tal como se aplica en este trabajo, abarca solo aquellos en los que se imparte el calor a la carga para elevar la temperatura de esta sin que se tenga ninguna reacción química o cambio de estado, tal como la fusión. En el proceso de los metales, la temperatura desempeña un papel de gran importancia; las temperaturas elevadas vuelven más blandos la mayoría de los metales capacitándolos para operaciones de deformaciones plásticas; el proceso de calentamiento de los metales con el fin de enfriarlos después de modo que no se produzca ninguna deformación, se conoce como Tratamiento Térmico.

Cada tipo de horno puede ser calentado eléctricamente o por combustión. Los hornos eléctricos están basados en el principio de hacer circular la corriente eléctrica a través de una resistencia. Los hornos por combustión utilizan el calor generado por la llama de un combustible sólido, líquido o gaseoso; por lo tanto, según sea el tipo de calentamiento, existen dos tipos principales de hornos: El Horno de Carga por lotes y el Horno Continuo.

2.1.1. Horno de Carga por Lotes

En estos hornos la temperatura en el interior es prácticamente constante. Se colocan las pie-

zas en una posición determinada y permanece en ella hasta que se calienta y a continuación es sacada, generalmente, por la misma puerta por donde entró. Dentro de estos tipos tenemos:

- a) Hornos con Solera Fija Son los que se emplean para calentar pequeñas cantidades de piezas pequeñas. La solera es fija ya que para sacar y meter los productos se hace manualmente con pequeños tecles, vehículos u otro dispositivo.
- b) Hornos de Solera Móvil El sistema de construcción es análogo al anterior con la diferencia de que la solera se encuentra montada sobre un carruón para carga y descarga, ya que se emplea para calentar piezas grandes y pasadas.
- c) Hornos de Mufla En los tipos de hornos anteriores el calentamiento se realiza en la misma cámara, en algunos casos puede este contacto perjudicar a las piezas en ciertos procesos, es por eso que se encierran en una MUFLA para que el calentamiento no sea de contacto directo.

2.1.2. Hornos Continuos

Este tipo de horno se utiliza generalmente para grandes cantidades de piezas pequeñas. El material se desplaza mientras se calienta y la temperatura en el interior va aumentando a medida que las piezas avanzan. Existen tres tipos :

- a) Hornos lineales Las piezas pueden desplazarse

por la galería del horno por gravedad sobre patines o rodillos en una pendiente negativa o se pueden desplazar sobre transportadores de cadena

b) Hornos Giratorios Las piezas frías entran en un punto del horno y por medio de una plataforma giratoria es descargado por una puerta cercana al de la entrada.

c) Horno de Mufla Giratoria A diferencia del horno de mufla fija, esta tiene una mufla cilíndrica con un helicoides en la pared interna.

2.1.3. Rendimiento del Horno En cualquier horno aún el construido más racionalmente tiene pérdidas de calor a través de las paredes, a través de las aberturas o por cualquier otro motivo. A veces es conveniente conocer su rendimiento; entendiéndose por rendimiento del horno a la relación entre el calor aportado a la carga y el calor potencial producido por el horno para calentar la carga a la temperatura requerida.

$$\eta = \frac{Q}{Q_p}$$

η → Rendimiento

Q = Calor aportado a la carga

Q_p = Calor potencial producido por el
horno

2.2. Área de Exposición

El área de exposición se refiere a la superficie li-

bre que debe tener la pieza o carga hacia la cantidad de calor liberado en la cámara de calentamiento a la temperatura requerida; esta depende entonces de la CAPACIDAD DE CALENTAMIENTO del horno.

2.1.1. Capacidad de Calentamiento

La capacidad de calentamiento de un horno viene a ser generalmente el peso de metal que puede calentarse en la unidad de tiempo y unidad de superficie a una temperatura determinada. Esta depende de la cantidad de calor liberado y la cantidad de calor transmitida a la carga.

2.2.2. Efecto de la Cantidad de Calor Transmitida a la Carga

La cantidad de calor adecuada que va ha ser transmitida a la carga a una temperatura suficientemente elevada, se produce por el intercambio de energía calorífica entre la fuente emisora, las paredes y techo de material refractario y las piezas o carga; por CONVECCION y RADIACION. Sin embargo en la práctica el flujo de calor por radiación es el mecanismo predominante a altas temperaturas, debido a que la rapidez del flujo de calor depende de la cuarta potencia de las diferencias de temperaturas absolutas. Por lo tanto, para piezas a calentar de material de alta conductividad, la ecuación diferencial de la transmisión de calor en cualquier momen-

to es :

$$dQ = \frac{h_r A_1 (T_2 - T) dt}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{1-2}}} = W C_p dT$$

dQ - Intercambio de calor

h_r - Coeficiente de transmisión de calor

A_1 - Area expuesta de la carga

T_2 - Temperatura de los gases o de las paredes
o de la fuente emisora de energía

T - Temperatura de la carga

dt - Tiempo de calentamiento

W - Peso de la carga

C_p - Calor específico de la carga

ϵ_1 - Emisividad de la carga

F_{1-2} - Fracción de radiación de A_1 interceptada
por A_2

dT - Elevación de temperatura de la carga

Integrando y reacomodando la expresión se tiene:

$$t = \frac{W C_p}{h_r A_1} \left[\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{1-2}} \right] \ln \left[\frac{T_2 - T_i}{T_2 - T_f} \right]$$

F_{1-2} - Tiene el valor de 1

T_i - Temperatura inicial de la carga

T_f - Temperatura final de la carga

h_r - Se obtiene del gráfico 1 del apéndice

C_p - Se obtiene del gráfico 2 del apéndice

Se observa que para determinar el área de exposición de la carga, dependerá del tiempo de calentamiento y del peso de la carga a calentar, las cuales a su vez dependen de la producción y de las condiciones de trabajo a que va a ser sometido el horno.

2.3. Propiedades de los Materiales Utilizados en los Hornos

Los hornos se construyen con metales, materiales no metálicos resistentes al calor llamados refractarios y hormigón para la cimentación. Los factores que afectan a la resistencia y duración de los materiales son :

- Temperaturas elevadas
- Variación de temperaturas
- Reacción química de los óxidos, compuestos a base de azufre y escorias
- Oxígeno y otros gases o vapores a alta temperatura
- El desgaste mecánico por desplazamiento de las piezas
- El vapor de agua
- La carga excesiva de las bóvedas y paredes
- Asentamiento de las cimentaciones
- Las vibraciones

Estas causas individuales se traducen en una diversidad de efectos y es evidente que los ingenieros seleccionan aquellos materiales que poseen la resistencia y durabilidad requerida y costo bajo.

2.3.1. Materiales Metálicos

Los metales se emplean en los hornos para resistencias eléctricas, emparrillados, barras, soleras, vigas para estructuras, etc.

Los más baratos son el hierro fundido y el acero al carbono y por lo tanto deben emplearse siempre que sea posible. El gráfico 3 y 4 del apéndice muestran la variación de la resistencia a la tracción con la temperatura para el acero y el hierro fundido respectivamente.

La dilatación irreversible del hierro fundido se hace notable por encima de los 425°C, los gráficos 5 y 6 del apéndice confirman esto; en cambio el acero tiene menor dilatación permanente en comparación con el hierro fundido.

2.3.2. Refractarios

El horno propiamente dicho (paredes, bóveda y solera) debe construirse con materiales rígidos que resistan la temperatura del horno, que sean malos conductores del calor, tal como se observa en el gráfico 8 del apéndice y que tengan buena emisividad. También es necesario que tengan poco efecto sobre ellos la atmósfera del horno. Estos materiales se llaman refractarios; la tabla 2 del apéndice provee información acerca de los materiales refractarios comerciales.

Generalmente se utilizan refractarios de arcilla de diferente composición, estas se indican en parte en el diagrama de composición SILICE-ALUMINA (gráfico 7) del apéndice. En cuanto a la selección, el contenido de alúmina es un factor importante pero no determinante; debemos tomar en consideración otros factores:

- a) El factor económico, que es la pauta principal
- b) Temperatura máxima de servicio
- a) Continuidad de operación
- d) Cambios bruscos de temperatura
- e) Tipo de material a calentar
- f) Abrasión causada por el material a calentar
- g) Tipo de horno a construir
- h) Dimensiones del horno

Debemos tener presente además que no existe el material refractario que sirva para todos los usos conocidos, ni que posea todas las propiedades en grado óptimo.

2.3.3. Aislantes

Por este vocablo se entiende que es un material que tiene una conductividad térmica mucho más baja que los refractarios. Los aislantes no se exponen en el interior de los hornos porque se aplastan, se funden o sufren otros efectos de la elevada temperatura interior. Los buenos aislantes contienen un gran número de espacios de aire, por lo tanto tienen poca resistencia mecánica; cabe citar el

Silocel, Magnesia; materiales de fibra como el amianto, lana mineral, lana de escoria, silicio celular, etc.

En la actualidad se prefiere el aislamiento a base de fibra y aislamiento granular. La conductividad térmica del aislamiento es más baja que la del refractario y aparece en el gráfico 11 del apéndice para diferentes tipos.

Como se dijo anteriormente, estos materiales tienen una baja temperatura máxima de servicio en comparación con los refractarios; es necesario por lo tanto seleccionar el más adecuado para las exigencias de trabajo bajo los tres factores que influyen en su selección a decir : El costo que es fundamental, la temperatura máxima de servicio y su baja conductividad.

2.4. Selección del Tipo de Horno a diseñar

Los factores que determinan la elección son muy diversos, los principales son :

- Uso del horno, o sea si debe servir para calentar piezas para proceso contínuo o intermitente.
- Dimensiones de las piezas a introducir en el horno. Este dato es necesario para elegir la forma de manipular las piezas para la carga y descarga del horno.
- Cantidad de piezas a calentar en un cierto período

de tiempo, es necesario para la definición de la capacidad de calentamiento.

- Calidad del material a calentar, o sea si se trata de acero, aleaciones ligeras, bronce o latón; este dato es necesario para la elección de la temperatura que debe alcanzar el horno.

De acuerdo con esto, tomando en cuenta lo anunciado en los puntos 2.1.1. y 2.1.2., el horno elegido es :

- Para carga por lotes, porque el trabajo es intermitente.
- Con celera móvil, ya que las dimensiones de las piezas son considerables como se observa en tabla 3 del apéndice, así como también la cantidad de piezas.
- De temperatura máxima de trabajo de 1000°C, porque es para tratamiento térmico de piezas de acero al carbono de baja aleación, aceros Hadfield y acero Cromo Moly cuyas especificaciones aparecen en la tabla 4 del apéndice. El tratamiento de Normalizado, revenido y templado para estos aceros esta en el rango de 500-1000°C.

2.5. Comportamiento Mecánico de la Mampostería

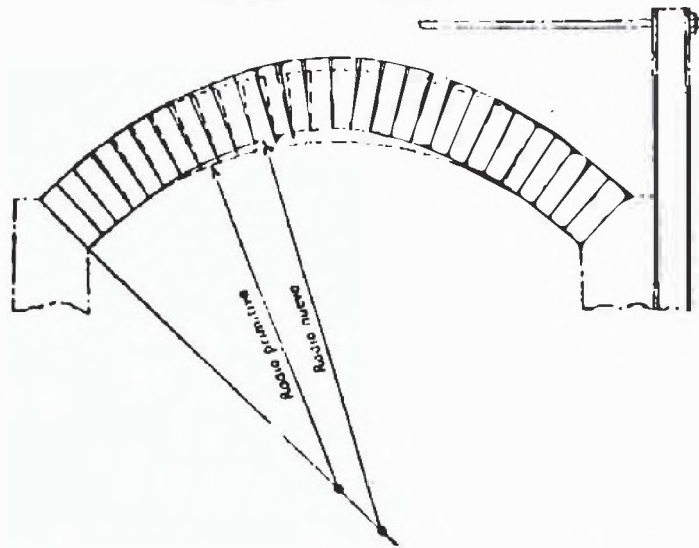
Después de la enumeración de las propiedades de los materiales que se utilizan, es preciso considerar aquellas partes del ~~horno que~~ presentan problemas.

2.5.1. La Bóveda

El tipo clásico y más seguro de construcción es el de arco; aunque de construcción sencilla es complicado en teoría, a menos que estudiemos la deformación elástica y plástica del arco y sus apoyos con respecto a la influencia de la temperatura. Entre la temperatura ambiente exterior y la del horno, la parte interior del arco se alarga mientras que la exterior conserva sensiblemente la misma longitud; luego el arco se levantará tal como se vé en la figura 1, la línea de fuerza se acerca a la cara interna en la sección de la clave, pero se sitúa hacia la mitad de los apoyos tal como se vé en la figura 2. Pero debido al reblandecimiento del refractario, la línea de fuerza cae en la hipótesis (compárese con "SPRUNG ARCH ROOFS FOR HIGH TEMPERATURE" de J.S. Mc Dowell) de que vuelve a tomar la posición media del arco.

En la figura 3a, la línea 1-1-1 corresponde a un arco dado, el peso del elemento de arco " dw " es equilibrado por las fuerzas de empuje F_1 y F_2 del arco; la suma de todos los triángulos de fuerzas elementales dá el triángulo de fuerzas de la figura 3b. Sobre la hipótesis, hacemos que las fuerzas reales sean superiores a las calculadas; emplearemos un factor de 2 para temperaturas de hornos hasta 870°C , un

FIGURA No. 1



Elevación de un arco bajo la influencia del calor en un horno.

FIGURA No. 2

Línea de empuje de un arco caliente.

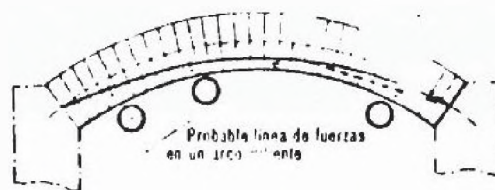
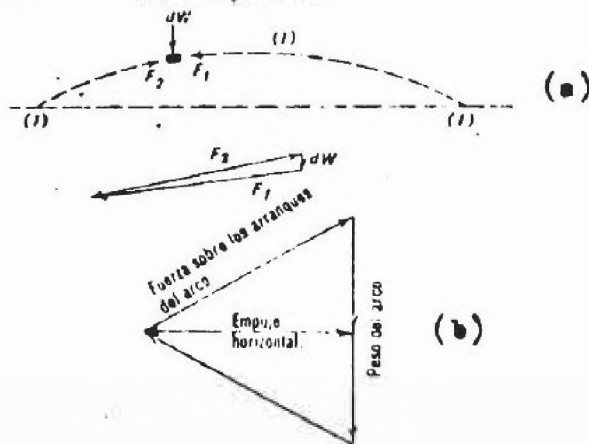


FIGURA No. 3



Polígono de fuerzas en una bóveda.

factor de 2.5 para 870°C á 1100°C y un factor de 3 para 1100°C a 1315°C.

Es recomendable (pag. 154 del manual "MODERN REFRACTORY" de la Harbison Walker) hacer el radio de curvatura interior del arco igual a la longitud de su luz y la flecha 13.4% de esta.

Las bóvedas por lo general están apoyados en salmeres y estas a su vez sobre unos amarres de la estructura metálica tal como se indica en la figura 4, para no afectarlo de la dilatación o el alabeo de las paredes.

2.5.2. Paredes

Las paredes resisten excelentemente en hornos pequeños de alta temperatura, sin embargo en los hornos grandes existen una serie de problemas. En las paredes altas la dilatación en la cara interna es notablemente diferente a la cara externa, si la estructura es resistente, los refractarios pueden deformarse, agrietarse y la pared puede pandearse; es por eso que se colocan juntas de dilatación en el sentido vertical y horizontal.

Las bóvedas convenientemente no deben apoyarse sobre las paredes; esto es peor para las paredes porque no están sujetas en la parte superior y puede caer al interior ya que la cara interior caliente

FIGURA No. 4

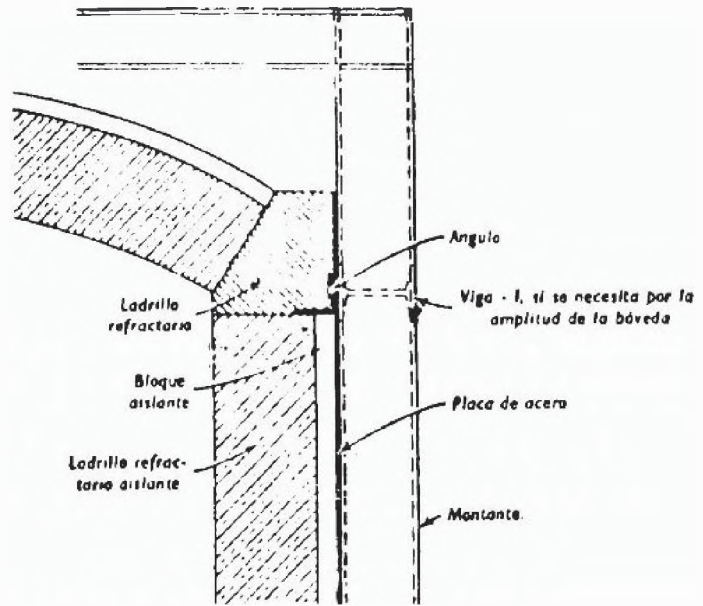


FIGURA No. 5

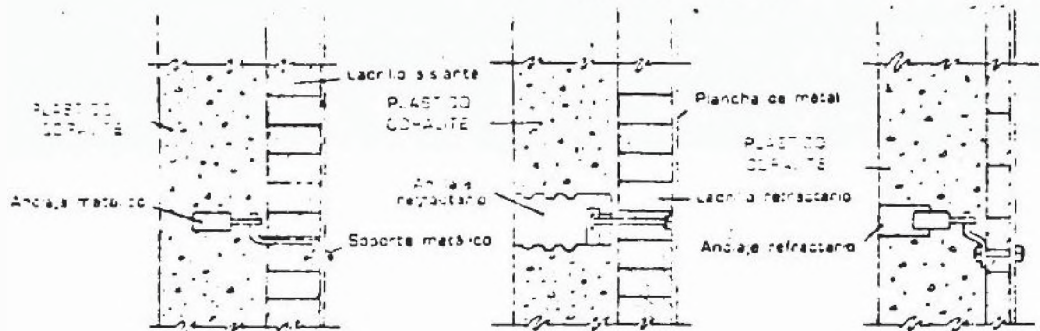
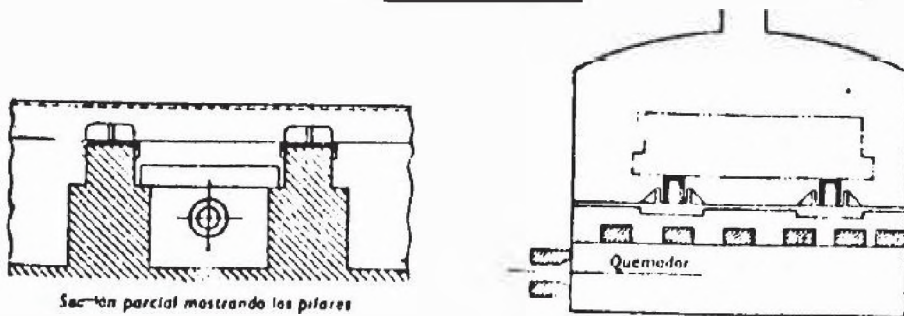


FIGURA No. 6



del refractario inferior, donde el peso es mayor, se deforma lentamente mientras que su cara exterior conserva su forma. Se sugiere poner enlaces que están sujetas a la placa protectora como indica la figura 5 y aún es mejor este sistema si los enlaces son del mismo material que el refractario y móviles. Los refractarios deben protegerse exteriormente con placas de acero, puesto que estos refractarios son frágiles y se vuelven quebradizos.

2.5.3. Solera

Si nos trasladamos a la parte inferior nos encontramos con la solera, en la que los movimientos de piezas pesadas sobre esta la deterioran produciendo asperezas y surcos; es por eso que se colocan pilares tal como se vé en la figure 6, por lo tanto la solera debe construirse con refractarios resistentes a la compresión en aquellas partes en que soporte la carga através de los pilares; además como la solera es móvil y está montada sobre una estructura metálica, el refractario y aislante deben tener baja conductividad para evitar que se deforme la estructura por dilatación.

2.5.4. Puerta

Las puertas de los hornos deben ser estancaas, ligeras, sólidas y resistentes al calor; el problema en esta consiste en obtener resistencia mecánica

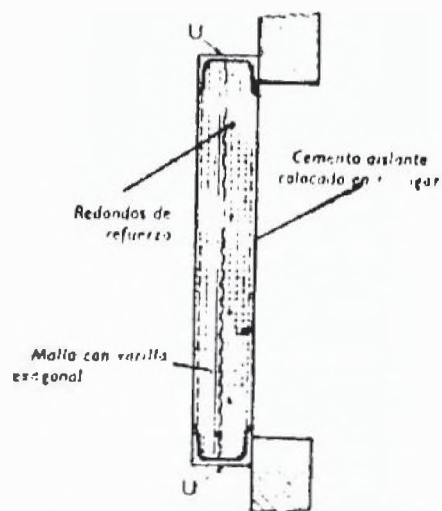
y duración. Las puertas generalmente son cajas estructurales que alejan al material aislante y refractario; el mayormente utilizado son las levadizas, o sea que se encuentran suspendidas; es por eso que los cuerpos metálicos de las puertas deben ser resistentes solamente al peso del aislante y refractario, más no de la dilatación de esta, ya que se colocan juntas de dilatación en la posición vertical y horizontal. Las puertas de gran dimensión generalmente se construyen con estructuras de acero moldeado, siendo suficiente un cuerpo con perfiles "U" tal como se muestra en la figura 7, pero como es difícil evitar el alabeo, a las planchas de acero se le sueldan viguetas cumple con el requisito; en la figura 8 se muestra esto, como también el método de fijación al respaldo metálico del revestimiento refractario.

2.6. Tratamiento Térmico

Se conoce como tratamiento térmico, al calentamiento y enfriamiento de un metal que tiene por objeto producir unas propiedades físicas deseadas, controlando la estructura cristalina.

El acero al estado natural contiene al carbono bajo la forma de Carburo de Hierro (Fe_3C) o Cementita, mezclado intermolecularmente con el hierro puro llamado Ferrita, este agregado se designa por Perlita. Pero el acero cuando se calienta a una temperatura superior a la crítica (que

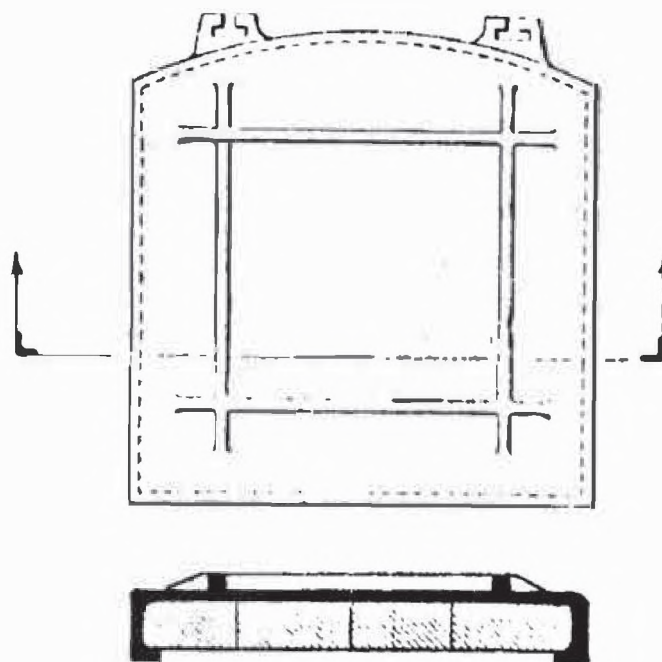
FIGURA No. 7



Puerta de horno con cemento armado aislante.

FIGURA No. 8

HORNOS INDUSTRIALES



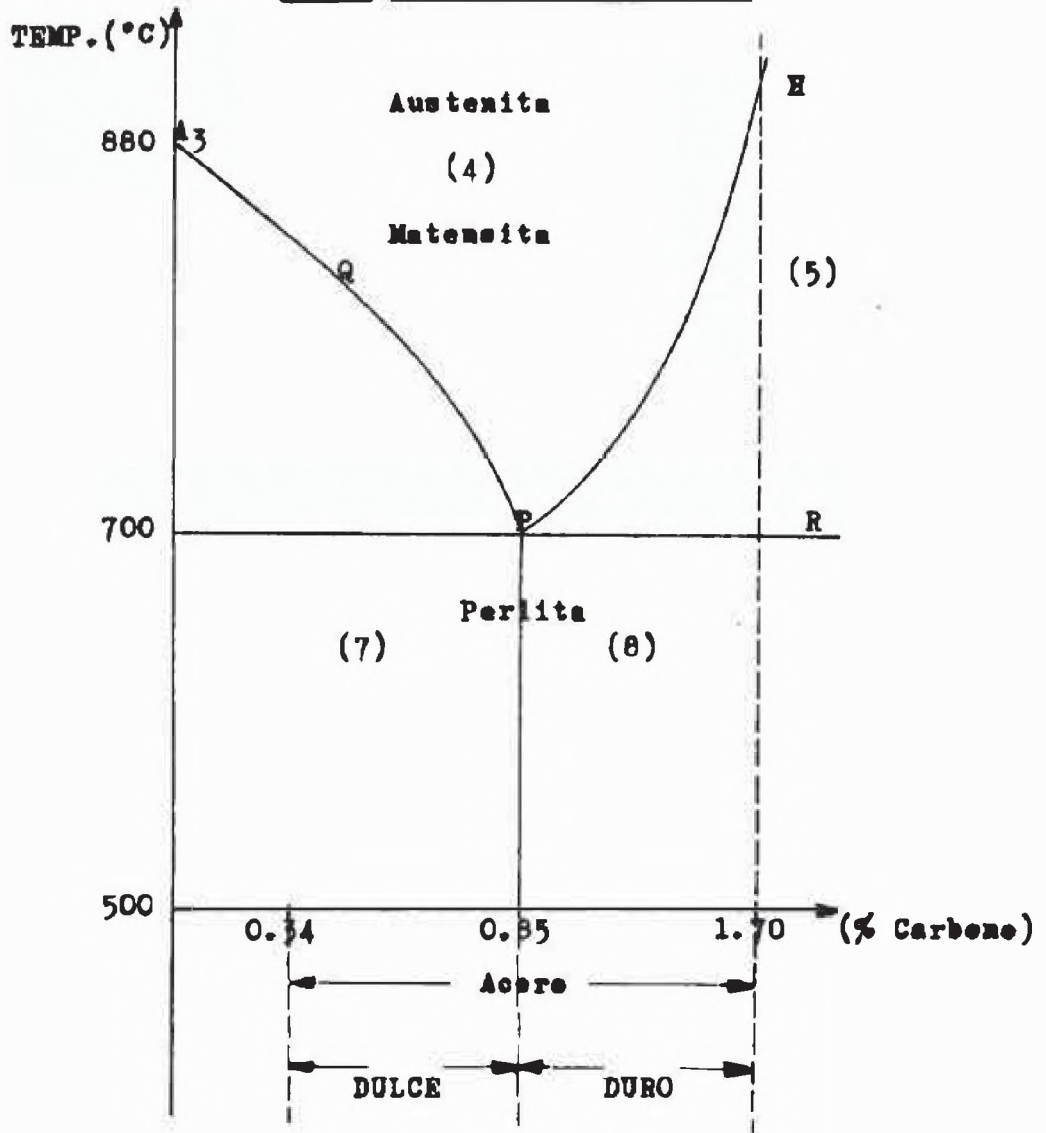
Tipo corriente de puerta de horno, tipo macizo.

varía entre 700°C á 880°C) como las ordenadas de la línea A₃QPH de la figura 9, sufre un cambio alotrópico en su estructura que de Perlítica (Hierro Alfa) se transforma en una nueva estructura llamada Hierro Gamma. Estas dos estructuras presentan propiedades esencialmente distintas, pues mientras que el Hierro Alfa no disuelve el carbono, el Hierro Gamma adquiere la propiedad de disolver al carbono y carburo; gracias a esto, los dos elementos que constituyen la aleación en la zona 4 del diagrama, forman la Austenita, que de acuerdo a un aumento de la velocidad de enfriamiento se obtienen varias estructuras como la Sorbita, Trostita, etc. y para una velocidad determinada la Martensita; este es el principal constituyente de los aceros templados y el más duro de todos ellos.

2.6.1. Temple

Una vez generada la Martensita por calentamiento del metal por encima del punto crítico, entre 700°C á 880°C, según sea que el acero sea duro o dulce, si se le enfría bruscamente sumergiendolo en agua no hay tiempo para que se produzca la transformación inversa, es decir que la solución sólida se descomponga en sus elementos, quedando la estructura Martensítica en el metal frío de considerable dureza. La operación desarrollada constituye el temple perfecto, caracterizado por su notable dureza; por ello se origina una fragilidad excesiva que con

FIG. 9
CURVA ALOTROPICA DEL ACERO



frecuencia no tiene aplicación industrial.

2.6.2. Revenido

Consiste en calentar el acero endurecido a una temperatura más baja que la del templeado y luego enfriarlo; esto ocasiona un cambio en el acero que elimina algo de su fragilidad y lo deja duro y tenaz.

2.6.3. Recocido

Tiene por objeto anular todo indicio de temple y dar al metal su estructura propia en frío. Es un método más completo para ablandar el acero, refinar la estructura granular y eliminar las distorsiones internas.

Para recocer, el metal se ha de calentar a una temperatura crítica definida por la línea A_3 QPH y a continuación se deja enfriar lentamente en el horno. Cuando la temperatura ha descendido por debajo de la línea AR (menor de 700°C) y llega a la temperatura ordinaria, la estructura es perlítica propia de su estado frío.

2.6.4. Normalizado

Normalización y recocido son dos operaciones que tienen notable analogía entre sí pero no han de confundirse, ya que el normalizada es un procedimiento que tiene un enfriamiento más brusco que del

recocido, por que el enfriamiento lento se realiza en el aire del medio ambiente. El acero que se trata así no resultará tan blando como el que ha sido recocido, pero se eliminará las tensiones internas y se refinará la estructura granular.

Los dos últimos tipos de tratamiento ayudará a evitar deformaciones en las subsiguientes operaciones como el maquinado.

2.6.5. Normas para los Tratamientos Térmicos

Para realizar estas operaciones de tratamiento térmico es indispensable observar algunas normas:

En primer lugar, que el calentamiento del metal sea uniforme, para que ninguna zona sufra calentamiento excesivo con respecto a otras.

Calentar en lo posible en hornos adecuados, en aquellos en que el metal no entre en con tacto con gases nocivos como los productos de combustión.

El calentamiento debe ser progresivo hasta la temperatura justa que exceda en 30°C a 50°C del punto crítico que convenga alcanzar.

- Una vez alcanzada la temperatura ha de mantenerse durante un período suficientemente largo para que se produzcan las transformaciones estructurales deseadas.

CAPITULO 3

CALCULO DEL HORNO

3.1. Condiciones de Trabajo del Horno

En realidad las condiciones de trabajo del horno son los parámetros de interés para el diseño del horno requerido, las cuales se introducirán en el archivo de datos del programa; estos datos se han obtenido de la empresa Metalúrgica Peruana S.A. para la cual está dirigida el diseño del horno. Los demás datos específicos referentes a los materiales utilizados para la construcción del horno, serán extraídos de gráficos y tablas que aparecen en el apéndice.

3.1.1. Sobre la Carga

- a) Para el tiempo de calentamiento, los especialistas de la empresa, recomiendan entre 2.5 a 3 horas para las piezas que van a ser tratadas por este horno en su capacidad máxima; estas piezas son las que se indican en la tabla 3 del apéndice.
- b) Respecto a la carga máxima que se deberá introducir al horno es de 4500Kg, ya que la máxima producción de esa línea es de 36Ton/día y el tiempo de servicio es de 24 horas al día.
- c) El material a tratar es acero con un contenido de carbono de entre 0.07% a 1.2% tal como se indican en las tablas 3 y 4 del apéndice y cuya

emisividad, como se vé en el gráfico 10 del apéndice, es de 0.9.

3.1.2. Sobre el Tratamiento Térmico

- a) La temperatura máxima a la que debe trabajar el horno, es la temperatura para el templado de aceros con un promedio de 0.07% de carbono que, según el gráfico de la figura 9, es la más alta para piezas con este contenido de carbono y de acuerdo a lo dicho en el punto 2.6.5, la empresa recomienda que sea de 950°C.
- b) En cuanto a la temperatura mínima, se tomará la del ambiente en el invierno y que según SENAMHI es de 15°C.

3.2. Cálculo de la Longitud y Ancho de la Cámara

Para obtener la longitud y ancho de la cámara es necesario determinar primero el área de exposición de la carga, que según lo manifestado en el punto 2.2. y de la expresión obtenida en el punto 2.2.2. ; donde T_i y T_f son las temperaturas inicial y final de la carga y T_2 la temperatura de los gases o de las paredes, se obtiene :

$$t = \frac{W C_p}{h_r A_1} \left[\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + 1 \right] \ln \left[\frac{T_2 - T_i}{T_2 - T_f} \right]$$

Como la temperatura de los refractarios es mucho más fácil de medir, para efecto de cálculos, la temperatura del refractario debe seleccionarse de manera que la carga no

se recalciente si permanece un tiempo largo en el horno. Este requisito fija a la temperatura del refractario en un 5% más elevada que la temperatura final de la superficie de la carga y puede aumentarse hasta un 8% dependiendo de esto, el tiempo de calentamiento se basa en un 92% á 98% de la temperatura media de la superficie de la carga; la cual es 71% de la elevación de la temperatura si la transmisión es por convección y el 65% si el calor se transmite únicamente por radiación. Es apropiado utilizar 2/3 de la elevación de la temperatura ($T_f - T_1$). Por lo tanto:

$$T_2 = 1.05(T_f) \text{ ó } 1.08(T_f)$$

$$T_m = 0.65(T_f - T_1)$$

Como se observa en el gráfico 1 del apéndice :

$$h_r = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{T_2 - T_1}$$

Haciendo T_1 igual a la temperatura media de la carga T_m y obteniendo C_p del gráfico 2 del apéndice con las temperaturas T_1 y T_f de la carga; la expresión para obtener el área de exposición será:

$$A_1 = \frac{W C_p (T_2 - T_m)}{t \times 5.67 \times 10^{-8} (T_2^4 - T_m^4) \left[\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + 1 \right]} \ln \left[\frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_f} \right]$$

Hacemos que la relación entre la superficie de exposición y el área de la solera sea igual a 0.8, ya que toda superficie de la carga no cubrirá el área de la solera y tomando en cuenta que la solera sea cuadrada, la longitud de la cámara será :

$$L = \sqrt{A_1/0.8}$$

El ancho será :

$$A = L$$

La capacidad de calentamiento; según lo expuesto en el punto 2.2.1. es :

$$C = \frac{W}{t \times A_1/0.8}$$

El área receptora será :

$$A_s = A_1/0.8$$

3.3. Determinación de las dimensiones Bases de la Bóveda

De acuerdo a lo expuesto en el punto 2.5.1. , el radio interior de curvatura del arco de la bóveda es igual al ancho de la Cámara y la flecha 13.4% de esta medida, Como el ancho de la cámara está dado por A; el radio interior y la cuerda de la bóveda serán :

$$R_b = A$$

$$C_b = A$$

3.4. Cálculo de la Altura de la Cámara

En realidad el cálculo de la altura de la cámara viene a ser la determinación de la distancia que debe haber entre la superficie de exposición y el plano proyectado de la bóveda.

Como se indicó en el punto 2.2.2. ; en la práctica el flujo de calor por radiación es el mecanismo predominante en el cálculo de las calderas, generadores de vapor y hornos. El investigador H. C. HOTTEL ha hecho posible que el diseño de estas unidades se haga a partir de la ecuación general de calor radiante ($q = F_A F_E A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)$), obviamente incorporando algunas hipótesis ó simplificaciones.

En general, la figura 10 muestra el esquema de un horno; se supone que en el piso (solera) se encuentra la superficie receptora que está a una temperatura T_m uniforme que es irradiado por una fuente de calor, que puede ser el alojamiento de resistencias eléctricas o la cámara de combustión y que tanto el techo como las paredes con las superficies que actúan como rerradiadoras.

Una de las simplificaciones es que toda superficie rerradiante es aquella que refleja en forma difusa y emite radiación con la misma rapidez con que la recibe y bajo las condiciones de estado estable, las paredes refractarias de los hornos industriales usualmente se las tratan como superficies rerradiantes. Otra de las simplificacio-

FIGURA No.10

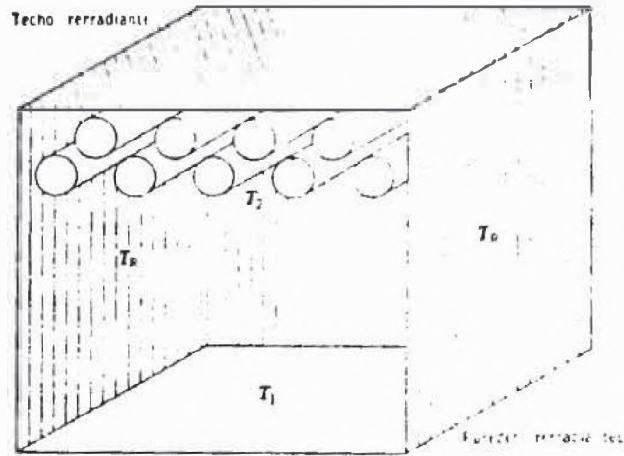
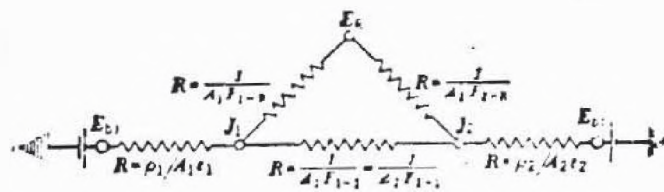


Diagrama simplificado de un horno

FIGURA No.11



Red equivalente para la radiación entre dos cuerpos gris irradiados en una cámara irradiante

nes es que desprecia la radiación entre la fuente de calor y el techo. La última simplificación, para nuestro caso cumplir con la primera y más importante norma del punto 2.6.5. sobre el tratamiento térmico, es que haremos que el área efectiva de la bóveda y señalada en la figura 10, sea igual al área receptora para que el calentamiento del metal sea uniforme.

El circuito equivalente para la radiación en el interior del horno se encuentra en la figura 11, de donde obtendremos que el calor intercambiado en tra la fuente de calor y la superficie receptora es :

$$q_r = \frac{\sigma (T_2^4 - T_s^4)}{\frac{1-\epsilon_s}{A_s \epsilon_s} + \frac{1}{A_s \left[F_{s2} + \frac{1}{\frac{1}{F_{s3}} + \frac{A_s}{A_2 F_{23}}} \right]} + \frac{1-\epsilon_2}{A_2 \epsilon_2}}$$

donde :

σ = Constante de STEFAN-BOLTZMAN

A_s = Superficie receptora

A_2 = Superficie de la fuente radiante

T_s = T_m Temperatura media de la superficie receptora

T_2 - Temperatura media de la fuente radiante

ϵ_s - Emisividad de la superficie receptora

ϵ_2 - Emisividad de la fuente radiante

F_{s2} - Factor de forma de superficie receptora a fuente radiante

F_{s3} - Factor de forma de superficie receptora a superficie rerradiante

F_{23} - Factor de forma de fuente radiante a superficie rerradiante

Haciendo : $A_2 = A_s$

y como : $F_{s3} = F_{23}$

$T_s = T_m$

$$q_r = \frac{A_s \sigma (T_2^4 - T_m^4)}{\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s} + \frac{1}{F_{s2} + \frac{1}{\frac{2}{F_{s3}}}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}}$$

Como : $F_{ss} + F_{s2} + F_{s3} = 1$ y $F_{ss} = 0$

Por lo tanto : $F_{s3} = 1 - F_{s2}$

$$q_r = \frac{A_s \sigma (T_2^4 - T_m^4)}{\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s} + \frac{1}{0.5 (F_{s2} + 1)} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}}$$

$$q_r = \frac{A_s \sigma (T_2^4 - T_m^4) \times 0.001}{\frac{1 - \epsilon_s}{\epsilon_s} + \frac{1}{0.5 (F_{s2} + 1)} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}} \dots\dots(I)$$

q_r = En Kilowatte

Se sabe que :

$$q_r = q = \frac{W C_p (T_f - T_1) \times 0.001}{t} \dots\dots(II)$$

De la curva 2 del gráfico 12 del apéndice, utilizando el método numérico de POLINOMIO INTERPOLANTE, determinamos la ecuación del factor de forma F_{s2} de la siguiente manera :

RAZON = $\frac{A}{H}$	F_{s2}				
1	0.20				
		0.21			
2	0.41		-0.045		
		0.12		0.0116	
3	0.53		-0.010		-4.583x10 ⁻³
		0.10		-0.0066	
4	0.63		-0.030		
		0.04			
5	0.67				

Luego :

$$F_{s2} = 0.2 + 0.21(R-1) - 0.045(R-1)(R-2) + 0.0116(R-1)(R-2)(R-3) - 4.583 \times 10^{-3}(R-1)(R-2)(R-3)(R-4)$$

$$F_{s2} = -4.583 \times 10^{-3} R^4 + 0.05749 R^3 - 0.275416 R^2 + 0.70249 R - 0.279 \quad \dots (III)$$

Del mismo gráfico, si hacemos RAZON = R, se tiene :

$$R = \frac{A}{H} \quad \dots (IV)$$

donde :

A = Ancho de la cámara

H = Altura Interior de la pared de la cámara

ϵ_1 y ϵ_2 \Rightarrow Del gráfico 10 del apéndice

C_p \Rightarrow Del gráfico 2 del apéndice

t \Rightarrow Lo determinan los especialistas de la empresa

Haciendo un proceso iterativo entre las ecuaciones (I), (II), (III) y (IV), obtendremos la altura H de la cámara.

3.5. Selección del refractario y aislante

3.5.1. Factores Relativos al Tipo de Refractario

De acuerdo a lo dicho en el punto 2.3.2., en el momento de seleccionar el material refractario que habrá que, en la construcción del horno, emplearse ; son varios los factores que han de contemplarse.

En nuestro caso el refractario a seleccionar debe ser el más económico, cuya calidad esté de a-

cuerto a los siguientes factores :

- Temperatura máxima de trabajo de 1026°C.
- Calentamiento y enfriamiento progresivo.
- Baja conductividad térmica.
- Bajo coeficiente de dilatación.
- La carga no hace contacto con las paredes.
- Tenga una resistencia a la compresión aceptable.
- Facilidad de reparación, de modo sencillo y eficaz.

De acuerdo a la tabla 2 del apéndice, hemos seleccionado el de arcilla refractaria de calidad elevada, dado que es un material de costo relativamente bajo. Su expansión y conductividad térmica, como se observa en los gráficos 9 y 11 del apéndice respectivamente para la curva de refractarios SEMI-SILICOSO, son más bajas que los correspondientes a los otros tipos.

Dentro de los refractarios de arcilla disponibles en el mercado, hemos seleccionado un concreto refractario CASTABLE STANDARD REPSA, cuyas características se encuentran en la tabla 5 del apéndice. Con este fabricaremos paredes, techo, puerta y soleras monolíticas, ya que se trata de un producto apisonable con una consistencia adecuada para

su uso inmediato y no necesita preparación adicional. Se necesitan 114 lb/pie³ o sea 1830 Kg/m³ de construcción.

Preferimos el uso de este concreto al de los ladrillos por las siguientes razones siguientes :

- Forma una pieza monolítica esencialmente sin juntas, la cual resulta un revestimiento refractario altamente impermeable a los gases y el aire.
- Presenta excelente trabajabilidad y su manipuleo es fácil, lo cual permite una instalación rápida con ahorro de tiempo y mano de obra.
- Son fáciles de apisonar para conseguir diferentes formas o contornos.
- Con su uso se elimina la necesidad de usar y almacenar ladrillos de formas especiales, intrincadas y costosas

3.5.2. Factores Relativos al aislante

Tal como se ha indicado en el punto 2.3.3. , que el aislante es un material de baja conductividad y de baja temperatura máxima de servicio; es necesario seleccionar el más adecuado para las exigencias de trabajo previstas.

Para nuestro diseño hemos seleccionado un concreto aislante de la línea HARBISON-WALKER a

cambio de los ladrillos aislantes porque, como se indicó en el punto 2.3.3., el aislamiento granular tiene una conductividad más baja y su costo es menor porque se hacen paredes aislantes de menor espesor. De estos concretos el que más se aproxima a la temperatura máxima de servicio del horno (997°C) es el producto moldeable H-W LIVIANO 16, cuya característica y uso aparecen en la tabla 6 del apéndice; su temperatura máxima de servicio es de 1600°F (870°C) y se recomienda para construir paredes aislantes externas para hornos industriales. Esta mezcla de agregados de peso liviano y cemento con bajo contenido de hierro del tipo de fraguado hidráulico, suministra un excelente aislamiento y tiene una resistencia comparable a la del ladrillo refractario.

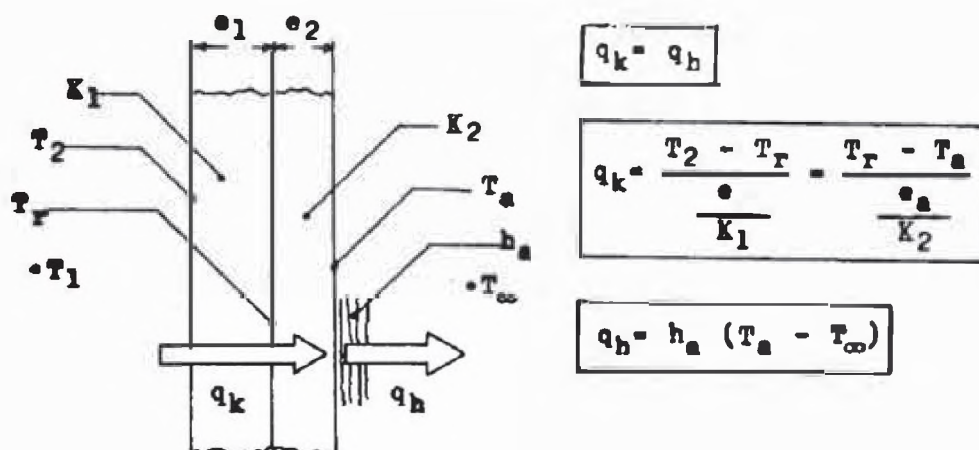
Puede ser vaciado como el hormigón usando en cofrados de madera. Por cada pie cúbico, se necesitan 30 libras de este material, o sea 481 Kg/m³.

3.6. Cálculo de los Espesores Económicos del Refractario y Aislante

El espesor óptimo del refractario y aislante se puede determinar por consideraciones puramente económicas. Es necesario tener en cuenta que habría cierta pérdida de calor por conducción y convección a través del refractario y aislante cuyo valor podría determinarse del costo de pro-

ducir este flujo de calor en la planta. A menor pérdida de calor mayor espesor del refractario y aislante y mayor costo inicial, de mantenimiento y de depreciación de estas. Los costos de mantenimiento y de depreciación serán cerca del 15% al 20% del costo inicial del refractario y aislante instalado. Suponiendo cierto número de espesores de refractario y aislante y aumentando los costos de estos al valor del costo del calor perdido, se obtendrá un costo mínimo y los espesores correspondientes a él serán los espesores óptimos, económicamente hablando, de refractario y aislante. la forma de este análisis se muestra en la figura 12.

3.6.1. Caso de las Paredes Laterales



$$q_k = q_h$$

$$q_k = \frac{T_2 - T_r}{\frac{e_1}{K_1}} = \frac{T_r - T_a}{\frac{e_2}{K_2}}$$

$$q_h = h_a (T_a - T_\infty)$$

Donde :

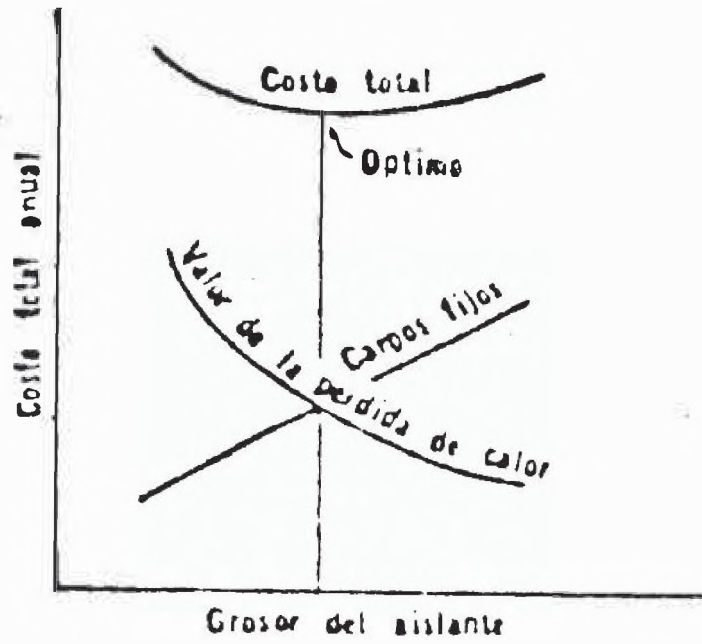
T_1 - Temperatura en la cámara

T_2 - Temperatura interior de la pared

T_r - Temperatura interior del aislante
ó exterior del refractario

T_∞ - Temperatura del aire

FIGURA No.12



Grosor óptimo de aislante

e_r = Espesor del refractario
 e_a = Espesor del aislante
 K_1 = Conductividad del refractario
 K_2 = Conductividad del aislante
 h_a = Coeficiente pelicular del aire
 $q_k = q_h$ = Flujo de calor por unidad de superficie

Como se observa en el esquema, para el cálculo del flujo de calor transferido q_k a través de una pared compuesta, el problema está en que no se conoce la temperatura de la superficie exterior ni el coeficiente pelicular h_a de transmisión de calor que varía en función de la temperatura de la superficie.

Con estas premisas calcularemos los espesores económicos del refractario y aislante que ya se ha seleccionado para la construcción de la mampostería :

a) Como ya conocemos la temperatura límite de trabajo del aislante, hacemos una primera estimación de la temperatura T_r del aislante disminuyendo en 10°C la temperatura límite y calculamos el valor del flujo de calor q_k por unidad de superficie con la temperatura T_r estimada:

$$q_k = \frac{T_2 - T_r}{\frac{e_r}{K_1}}$$

T_r = Temperatura
asumida

- b) Con el valor del flujo de calor q_k calculamos la temperatura T_a exterior del aislante :

$$T_a = T_r - q_k \left(\frac{e_a}{K_2} \right)$$

- c) Con la temperatura T_a obtendremos el valor de la temperatura T_p del fluido sobre la superficie exterior del aislante :

$$T_p = \frac{T_a + T_\infty}{2}$$

- d) De la tabla de propiedades del aire obtenemos las ecuaciones de $\frac{\beta g}{\nu^2}$ y K en función de la temperatura película T_p del aire por el método numérico de POLINOMIO INTERPOLANTE :

- Para $\frac{\beta g}{\nu^2}$ con $300^\circ\text{K} \leq T_p < 520^\circ\text{K}$

T_p (°K)	$(\beta g / \nu^2) \times 10^{-6}$		
300	132.7		
		-1.24033	
360	58.28		0.00579
		-0.42925	
440	23.94		0.00171
		-0.15475	
520	11.56		

1.8522×10^{-5}

Por lo tanto :

$$\frac{\beta g}{\nu^2} \times 10^{-6} = 132.7 - 1.24033(T_p - 300) + 0.00579(T_p - 300)(T_p - 360) - 1.8522 \times 10^{-5}(T_p - 300)(T_p - 360)(T_p - 440)$$

$$\frac{\beta g}{\nu^2} \times 10^6 = (2010.18544 - 12.4404T_p + 0.02616T_p^2 - 1.8522 \times 10^{-5} T_p^3)$$

- Para $\frac{\beta g}{\nu^2}$ con $520^\circ\text{K} \leq T_p \leq 1000^\circ\text{K}$

T_p ($^\circ\text{K}$)	$(\beta g / \nu^2) \times 10^{-6}$			
520	11.56			
		-0.046388		
700	3.210		0.000115	
		-0.01406		-1.76×10^{-7}
800	1.804		0.0000302	
		-0.005005		
1000	0.803			

Por lo tanto :

$$\frac{\beta g}{\nu^2} \times 10^{-6} = -1.76 \times 10^{-7} (T_p - 520)(T_p - 700)(T_p - 800) + 0.000115(T_p - 520)(T_p - 700) - 0.046388(T_p - 520) + 11.56$$

Por lo tanto :

$$\frac{\beta g}{\nu^2} = 10^6 (-1.76 \times 10^{-7} T_p^3 + 4.7186 \times 10^{-4} T_p^2 - 0.42342133 T_p + 128.98709)$$

- Para K con $300^\circ\text{K} \leq T_p \leq 1000^\circ\text{K}$

$T_p (^\circ\text{K})$	$K \times 10^2$			
300	2.624	7.1483×10^{-3}		
480	3.9107	6.02409×10^{-3}	-2.810583×10^{-6}	1.37015×10^{-9}
700	5.236	5.0613×10^{-3}	-1.85147×10^{-6}	
1000	6.7544			

Por lo tanto :

$$K \times 10^2 = 2.624 + 7.1483 \times 10^{-3} (T_p - 300) - 2.810583 \times 10^{-6} (T_p - 300)(T_p - 480) + 1.37015 \times 10^{-9} (T_p - 300)(T_p - 480)(T_p - 700)$$

$$K = 10^2 (1.370155 \times 10^{-9} T_p^3 - 4.83 \times 10^{-6} T_p^2 + 0.010286 T_p - 0.063)$$

- e) Con la temperatura T_p y las ecuaciones de $\beta g / \nu^2$ y K obtenemos estos valores; por otra parte sabemos que entre 300°K a 1000°K el aire tiene un número de Prandtl (P_r) de 0.691166

f) Con $\beta g/\nu^2$ y Pr calculamos el NUMERO DE RAYLEIGH:

$$Ra = \frac{\beta g}{\nu^2} \times Pr (T_p - T_\infty)$$

g) Como la transferencia de calor por unidad de área entre la superficie exterior del aislante y el aire es por CONVECCION NATURAL, calcularemos el NUMERO DE NUSSELT para paredes verticales, con :

$$\text{Si } Ra \geq 10^9$$

$$Nu = 0.13(Ra)^{1/3}$$

$$Ra < 10^9$$

$$Nu = 0.59(Ra)^{1/4}$$

h) Con este valor de Nu calculemos el valor del coeficiente pelicular de transmisión de calor h_a

$$h_a = Nu \times K$$

i) Luego podemos obtener el flujo de calor por unidad de superficie q_h transferido por convección natural desde la superficie exterior del aislante al aire :

$$q_h = h_a (T_a - T_\infty)$$

j) Comparamos el valor de q_x y q_h ; estas dos deben ser iguales o cercanas (valor del error relativo de 5% a 10%), si no se cumple esto, es que el valor asumido de la temperatura T_r del refractario exterior no es la correcta.

k) Si la temperatura T_r no es la correcta, volvemos a disminuir en 10°C la temperatura asumida anteriormente y hacemos un proceso iterativo hasta que se cumpla la condición de (j), obteniéndose el valor verdadero de q_h .

l) Como ya conocemos el costo del refractario y aislante por metro cúbico, calculamos el costo anual de la pared para los espesores designados, incluyendo el 15% por mantenimiento y depreciación :

$$C_F = 1.15 (e_r \times C_r + e_a \times C_a)$$

C_r = Costo del refractario por m^3

C_a = Costo de aislante por m^3

m) Conociendo el calor perdido por la pared (q_h) por convección natural, calculamos el costo anual de este calor perdido considerando el costo del petróleo que se necesitará para producir esta energía :

- El costo de petróleo lo consideraremos como de \$ $202.377/\text{m}^3$
- El poder calorífico del petróleo se considerará como $116.88 \text{ watts-hrs/Kg}$
- El peso específico de $9000\text{Kg}/\text{m}^3$
- Como el número de días útiles per año es

de 302 días y para un tiempo de servicio (t_{serv}) per día, se considerará :

$$302 \times t_{serv} \text{ horas/año de trabajo}$$

- Per lo tanto el coste anual de las pérdidas de calor de la maspeataría será :

$$C_v = \$202.37/m^3 \times \frac{q_h(w) \times 302 \times t_{serv} \left(\frac{\text{hrs}}{\text{año}}\right)}{116 \left(\frac{\text{m-hrs}}{\text{Kg}}\right) 9000 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)}$$

$$C_v = 1.924 \times 10^{-4} q_h \times 302 t_{serv} \quad (\$/\text{año})$$

m) Sumamos los costes C_p y C_v y obtendremos el coste total correspondiente a un determinado espesor de aislante y refractario :

$$C_T = C_p + C_v$$

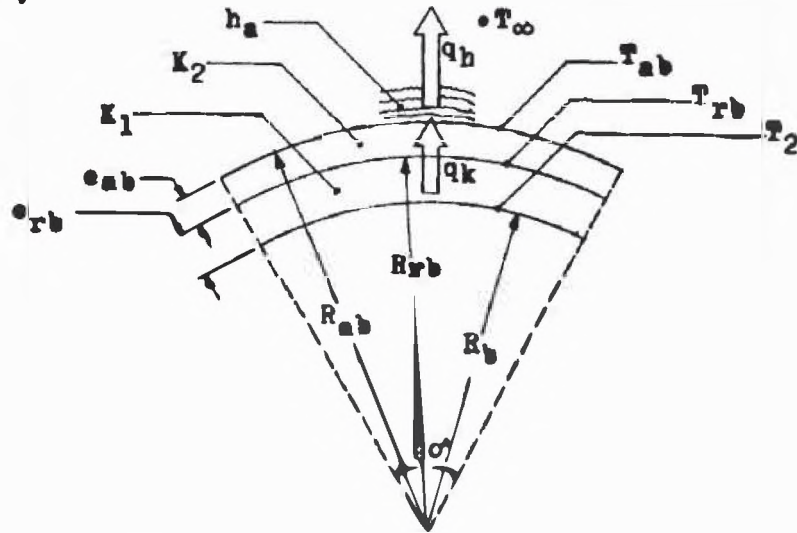
e) Una vez obtenido el coste total C_T , volvemos a realizar análogamente todo el proceso desde (a) hasta (m) para un nuevo espesor de refractario y aislante aumentado en 2.5 cm. y así en forma iterativa hasta que los valores C_T anterior y el actual sean iguales o tengan una diferencia con un error relativo de 5% a 10% .

p) Una vez cumplida la condición (e), el último valor de C_T obtenido representará el coste mínimo total correspondiente a los últimos espesores

considerados, que vienen a ser los ESPESORES ECONOMICOS requeridos.

3.6.2. Para el Caso de la Bóveda

El proceso es análogo que para las paredes laterales; la diferencia estriba en los cálculos de q_{kb} , T_a , y N_u . En el esquema siguiente se observa :



$$R_{rb} = R_b + e_{rb}$$

$$R_{ab} = R_{rb} + e_{ab}$$

$$q_{kb} = \frac{2\pi K_1 \times L (T_2 - T_{rb})}{6 \times \ln(R_{rb}/R_b) \times 2 \left(\frac{R_{rb} + R_b}{2}\right) \pi L}$$

$$q_{kb} = \frac{2 \times K_1 (T_2 - T_{rb})}{(R_{rb} + R_b) \times \ln(R_{rb}/R_b)}$$

Por lo tanto :

$$T_{ab} - T_{rb} = \frac{q_{Kb}(R_{ab} + R_{rb}) \times \ln(R_{ab}/R_{rb})}{2 \times K_2}$$

Considerando a la bóveda como una superficie horizontal con cara inferior caliente y cara superior fría, el NUMERO DE NUSSELT será :

$$\text{Si } Ra \geq 3 \times 10^5 \quad Nu = 0.27(Ra)^{1/4}$$

$$Ra < 3 \times 10^5 \quad Nu = 0.54(Ra)^{1/4}$$

3.6.3. Para el caso de la Solera

La única diferencia con las paredes laterales es que lo consideramos como una superficie horizontal con cara inferior fría y cara superior caliente; por lo tanto el NUMERO DE NUSSELT será :

$$\text{Si } Ra \geq 2 \times 10^7 \quad Nu = 0.15(Ra)^{1/3}$$

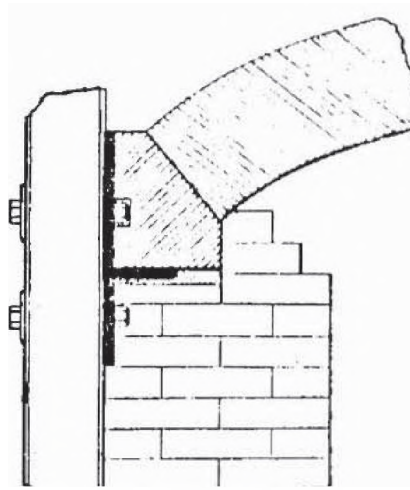
$$Ra < 2 \times 10^7 \quad Nu = 0.54(Ra)^{1/4}$$

El resto del proceso de cálculo es el mismo que para las paredes laterales.

3.7. Diseño de la Bóveda

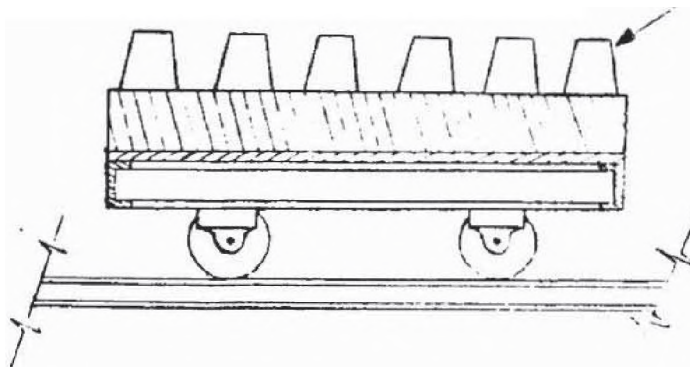
Como se ha mencionado en el punto 2.5.1., el diseño más seguro será montando a la bóveda sobre salmeres y esta a su vez sobre unos amarres de la estructura tal como se muestra en la figura 4 y figura 13; entonces es necesario determinar las fuerzas de bóveda, que por efecto de su pe-

FIGURA No.13



Arco apoyado en el amarre.

FIGURA No.14

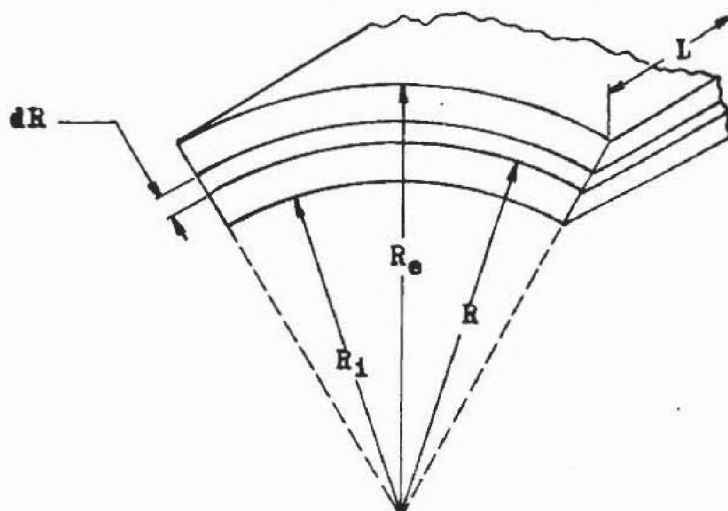


PILOTE

so y la dilatación, actúan sobre los amarres de la estructura.

3.7.1. Cálculo del Pese de la Bóveda

Del esquema siguiente se tiene:



L - Longitud de la bóveda e cámara

El diferencial de volumen será :

$$dV = \frac{2 \pi R}{6} \times L \times dR$$

Integrando :

$$\int_0^V dV = \frac{1}{3} \pi L \int_{R_1}^{R_e} R dR$$

Per lo tanto :

$$V = \frac{1}{6} \pi L (R_e^2 - R_1^2)$$

Luego el volumen del refractario de la bóveda será :

$$V_{rb} = \frac{1}{6} \pi L \left[(R_{rb})^2 - (R_b)^2 \right]$$

R_b = Radio interior del refractario

R_{rb} = Radio exterior del refractario

Análogamente, el volumen del aislante será :

$$V_{ab} = \frac{1}{6} \pi L \left[(R_{ab})^2 - (R_{rb})^2 \right]$$

R_{ab} = Radio exterior del aislante

Los pesos del refractario y aislante de la bóveda serán :

$$W_{rb} = V_{rb} \times P_{er}$$

$$W_{ab} = V_{ab} \times P_{ea}$$

P_{er} = Peso específico del refractario

P_{ea} = Peso específico del aislante

El peso de la bóveda será la suma de estos dos pesos :

$$W_b = W_{rb} + W_{ab}$$

3.7.2. Cálculo de la Fuerza de Empuje por Dilatación

La fuerza de empuje por dilatación es :

$$F_e = \epsilon \times E \times A$$

ϵ = Coeficiente de dilatación.

E = Módulo de Elasticidad.

A = Area de la Sección Transversal.

Para el empuje de la Bóveda sobre los amarres de la estructura, solo se considerará la dilatación del refractario mas nó la del aislante, porque esta se colocará libremente sobre el refractario y la que apoyará sobre los salmeres será solo el refractario, por lo tanto el área de la sección transversal será el producto de la longitud "L" de la bóveda por el espesor e_{rb} . Por otro lado se sabe que el módulo de elasticidad de los refractarios SILICO ALUMINOSO a alta temperatura (900°C - 1200°C) es de $E = 2.44 \times 10^6 \text{ Kg/m}^2$; luego se tiene que :

$$F_e = 2.44 \times 10^6 \times \epsilon \times e_{rb} \times L$$

Como se indicó en el punto 2.5.1., para considerar la fuerza de empuje real, se multiplicará el valor de la fuerza F_e por un factor de 3 para mayor seguridad; por lo tanto :

$$F_{e \text{ lat}} = 3 \times 2.44 \times 10^6 \times \epsilon \times e_{rb} \times L$$

En cuanto al empuje longitudinal no lo consideramos, porque se colocará en cada cierto tramo longitudinal juntas de dilatación para compensar este

empuje longitudinal .

3.8. Diseño de la Solera

La longitud y ancho de la cámara ya obtenidas en el punto 3.2. viene a ser las dimensiones de la solera. Por otro lado como ya tenemos las expresiones para calcular los espesores del refractario y aislante, podremos calcular el peso de estos :

- El volumen del refractario y aislante serán :

$$V_{rs} = L \times A \times e_{rs}$$

$$V_{as} = L \times A \times e_{as}$$

L - Longitud de la cámara

A - Ancho de la cámara

- Luego el peso del refractario y aislante serán :

$$W_{rs} = V_{rs} \times P_{or}$$

$$W_{as} = V_{as} \times P_{oa}$$

Estos pesos nos servirán para calcular la estructura de la solera móvil, lo mismo que su mecanismo de accionamiento.

De acuerdo a lo mencionado en el punto 2.5.3., sobre el refractario se colocarán pilares por los motivos ya mencionados; estos pilares pueden ser de hierro fundido alea-

de e del mismo material que el refractario, tal como se vé en las figuras 6 y 14. Por lo tanto para el diseño de la solera, además de los pesos ya calculados, habrá que determinar las dimensiones, cantidad y peso de estos pilares en función de la resistencia del material del aislante. Estas cálculos dependen del diseño de la estructura de la SOLERA MOVIL y se harán conjuntamente en el capítulo 5, en el 5.3.

3.9. Diseño de las Paredes

Tal como se indicó en el punto 3.4. para el cálculo de la altura de la cámara, en la figura 10, se considera que esta altura es la distancia entre la superficie receptora y la superficie de la fuente de energía calorífica, por lo tanto la altura de la pared será la suma de la altura "H" de la cámara, más el espesor e_{rs} del refractario de la solera, más el espesor e_{as} del aislante de la solera, más el espesor de la carga, más el espesor de la parrilla, más la altura de los pilares. Como no tenemos determinados todavía el espesor de la carga y de la parrilla ni la altura de los pilares, estableceremos un rango máximo de 0.5 m para estas :

$$H_{\text{pared}} = H + 0.5 + e_{rs} + e_{as}$$

La profundidad o longitud de la pared está determinada por la longitud "L" de la cámara ya calculada.

Como ya está determinado el espesor del refractario

y aislante, la altura de la pared y su profundidad, podremos determinar la expresión para calcular el peso :

- El volumen del refractario y aislante serán :

$$V_{rp} = E_{pared} \times L \times e_{rp}$$

$$V_{as} = E_{pared} \times L \times e_{as}$$

- Los pesos del refractario y aislante serán :

$$W_{rp} = V_{rp} \times P_{or}$$

$$W_{ap} = V_{ap} \times P_{os}$$

Por lo tanto el peso de la pared será :

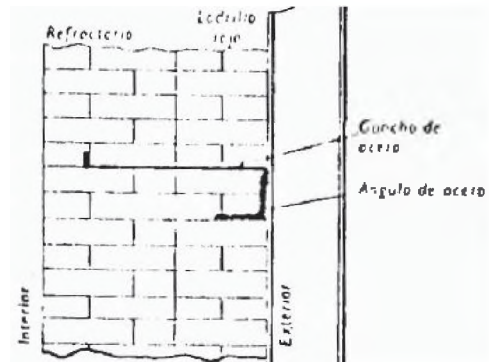
$$W_p = W_{rp} + W_{ap}$$

Este peso lo utilizaremos más adelante para el cálculo de la cimentación y estructura del horno.

Por otro lado, de acuerdo a lo mencionado en el punto 2.5.2., para que la pared no se derrumbe o caiga por las causas ya mencionadas en el mismo punto, se fijará esta a la estructura del horno por medio de enlaces metálicos o del mismo material que el refractario, tal como se muestra en las figuras 5 y 15.

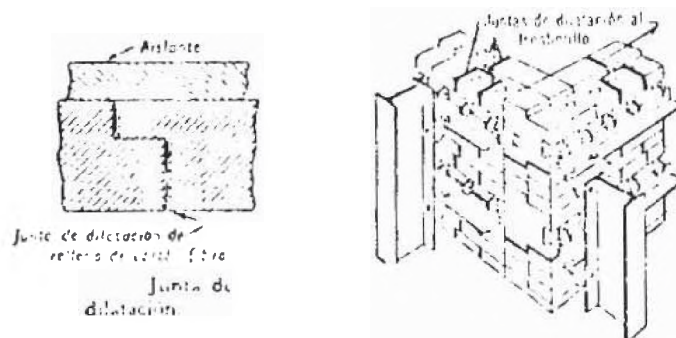
Para evitar la fuerza de empuje vertical por la dilatación y afecte a la bóveda, se colocarán juntas de dilatación en esta dirección, análogamente en la dirección horizontal, tal como se muestra en las figuras 13 y 16.

FIGURA No.15



Método de apoyo de grandes paredes para impedir su caída en el horno.

FIGURA No.16



CAPITULO 4

SELECCION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

DISCUSION DE ALTERNATIVAS

Si se han de calentar sólidos en un horno, primeramente debe generarse (liberarse o desprenderse) calor en el mismo y a continuación debe transmitirse ese calor. Para una clara distribución del calor en un horno, enumeraremos las distintas necesidades caloríficas que se presentan, que si bien son las principales, no son las únicas :

Q_1 - Calor necesario para calentar la carga hasta la temperatura requerida.

Q_2 - Calor perdido através de la mampostería, incrementando la temperatura de estas partes.

Q_3 - Otras pérdidas especiales, que son características de diversos tipos de hornos.

4.1. Calor Impartida a las Piezas (Q_1)

El calor que ha de impartirse a la carga es el calor necesario para calentar la carga hasta la temperatura (T_f) requerida desde una temperatura inicial (T_i). Este calor es igual al producto del peso de la carga por la elevación de temperatura, por el calor específico de la carga y dividido entre el tiempo de calentamiento.

$$Q_1 = \frac{W C_p (T_f - T_i)}{t}$$

C_p = Calor específico de la carga a
presión constante

En el gráfico 2 del apéndice se muestra el contenido calorífico específico del hierro y del acero, ilustrando el efecto de la variación del contenido de carbono, La adición de pequeñas cantidades de elementos de aleación, tales como el níquel, cromo o magnesio, hacen variar muy poco el contenido calorífico del acero.

4.2. Transferencia de Calor por la Mampostería (Q_2)

Esta transferencia se realiza por conducción. Como ya tenemos determinados los espesores del refractario y aislante, las temperaturas interior del refractario y exterior del aislante, podremos determinar las pérdidas de calor a través de la bóveda, solera y paredes :

- Calor perdido a través de la bóveda (Q_{2b})

Como ya conocemos la temperatura exterior (T_2), interior (T_{ab}), los radios interior (R_b), intermedio (R_{rb}) y exterior (R_{ab}) de la bóveda, se tiene :

$$Q_{2b} = \frac{T_2 - T_{ab}}{6 \left[\frac{\ln(R_{rb}/R_b)}{2 K_1 L} + \frac{\ln(R_{ab}/R_{rb})}{2 K_2 L} \right]}$$

Por lo tanto :

$$Q_{2b} = \frac{1.047 \times L (T_2 - T_{ab})}{\frac{\ln(R_{rb}/R_b)}{K_1} + \frac{\ln(R_{ab}/R_{rb})}{K_2}}$$

- Calor perdido através de la Solera (Q_{2s})

Como a la solera se le puede considerar como una superficie plana :

$$Q_{2s} = \frac{T_2 - T_{as}}{\frac{e_{rs}}{A_s K_1} + \frac{e_{as}}{A_s K_2}}$$

Por lo tanto :

$$Q_{2s} = \frac{A_s (T_2 - T_{as})}{\frac{e_{rs}}{K_1} + \frac{e_{as}}{K_2}}$$

Donde A_s es el área de la solera ya calculado en el punto 3.2.

- Calor através de las Paredes (Q_{2p})

Como son cuatro las paredes incluida la puerta, calcularemos primero el área de estas :

El área de las paredes laterales es :

$$A_{pl} = 2 \times H_{pared} \times L \quad \begin{array}{l} L = \text{Longitud de} \\ \text{la cámara} \end{array}$$

El área de la pared posterior más el área de la pared frontal (puerta) es :

$$A_{pf} = 2 \times H_{pared} \times A \quad \begin{array}{l} A = \text{Ancho de la} \\ \text{cámara} \end{array}$$

Luego el área total de la pared (A_p) será :

$$A_p = A_{pl} + A_{pf}$$

Por lo tanto el calor através de las paredes será :

$$Q_{2p} = \frac{A_p (T_2 - T_{ad})}{\frac{e_{rp}}{K_1} + \frac{e_{ap}}{K_2}}$$

Entonces la transferencia de calor por la mampostería (Q_2) es :

$$Q_2 = Q_{2b} + Q_{2s} + Q_{2p}$$

4.3. Pérdidas de Calor Especiales (Q_3)

Existen además pérdidas especiales que son características de diversos tipos de hornos; pero los más comunes que aquí consideramos son : Pérdidas por la mampostería durante el funcionamiento intermitente, pérdidas de los gases que escapan por la puerta y pérdidas por radiación através de las aberturas.

4.3.1. Pérdidas de Calor por la Mampostería Durante el Funcionamiento Intermitente

Las pérdidas de calor através de la mampostería calculadas anteriormente se presentan durante la marcha contínua e ininterrumpida del horno. En la práctica los períodos de funcionamiento (conexión) alternan con los tiempos de parada (desconexión). Durante el tiempo de desconexión parte del calor almacenado en los refractarios se disipa gradualmente principalmente por convección y radiación.

Es extremadamente difícil el cálculo exacto de estas pérdidas de calor, por esta razón puede ser de interés un método aproximado como el que ha sido publicado por BRADLEY, ERNST y PASCHKIS en "TRANSACTION AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS" que se muestra en el gráfico 13 del apéndice.

Es evidente que, cuando existen ciertos períodos de paradas, tendremos menos disipación por enfriamiento; es por eso que se recomienda que el tiempo de carga y descarga de un horno sea lo más corto posible. Con esta premisa y con ayuda del gráfico 13 del apéndice se observa que esta pérdida de calor para diferentes casos está entre 10% a 13% del calor total a impartir al horno.

4.3.2. Pérdidas de Calor por los Gases que escapan por la Puerta

Las pérdidas de calor que se producen por los gases del horno que salen por la puerta, estriba en que se forman en el interior de la cámara de calentamiento y debido a esta hay una ligera presión a nivel de la solera que levanta la puerta y los gases fugan arrastrando cierta cantidad de calor sensible al exterior.

Estas pérdidas resultan de estimación difícil es por eso que los especialistas en diseño y cálcu-

le de hornos, estiman entre 1% a 2% del calor total impartido al horno si las puertas están bien montadas en cuanto a hermeticidad se refiere; si existe un montaje helgado, las pérdidas pueden alcanzar el 8% o más.

4.3.3. Pérdidas de Calor por Radiación a través de Aberturas

Los factores que implican este tipo de pérdidas de calor se debe a que existen orificios o aberturas pequeñas abiertas todo el tiempo. Estas aberturas pueden ser los visores que se utilizan en las paredes y puertas para ver el interior del horno durante su funcionamiento; las rendijas que existen entre el refractario y los quemadores o terminales de los electrodos de las resistencias. De los cálculos y pruebas realizadas por J. D. KELLER (Transactions Society of American Engineers), se ha determinado en forma general que la radiación directa expuesta libremente en los casos ya mencionados arrojan entre 1% a 3% del calor impartido al horno.

En conclusión, de lo expuesto anteriormente las pérdidas especiales de calor (Q_3) se pueden estimar en una media del 15% del calor total impartido al horno:

$$Q_3 = 0.15 \times Q_T$$

Donde :

Q_T = Calor total impartido al horno

4.4. Calor Impartido al Horno (Q_T)

Es la cantidad de calor necesaria que debe proporcionar los elementos liberadores de calor para satisfacer la distribución de calor ya mencionado anteriormente. Por lo tanto el calor total será :

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Como : $Q_3 = 0.15 Q_T$

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + 0.15 Q_T$$

Por lo tanto :

$$Q_T = \frac{Q_1 + Q_2}{0.85}$$

4.5. Alternativas

La demanda cada vez más precisa de la calidad de calentamiento en hornos industriales, requiere de energía calorífica de mayor potencia, mayor capacidad de control de la misma, propiedades deseables, disponibilidad y bajo costo relativo. Para la generación de esta energía calorífica, se cuenta con varias alternativas que ofrecen ventajas y desventajas en cuanto a los requerimientos ya mencionados; dentro de estas alternativas tenemos : Fuentes de energía por combustión de combustibles gaseosos, sólidos y líquidos y por resistencia eléctrica.

4.5.1. Por Combustión de Combustible Gaseoso

La combustión realizada por gas natural es el

más usual y apropiado para este tipo de proceso por su poder calorífico relativamente más alto con respecto al de los combustibles sólidos y líquidos; el proceso de combustión es más limpio y no posee dentro de su composición el azufre que forma el ácido sulfúrico en los productos de combustión y que es perjudicial en el calentamiento de piezas metálicas. La desventaja es que este combustible es de un costo más elevado ya que necesita dispositivos y equipos más costosos para la combustión, para el almacenaje y para su transporte; el manipuleo y almacenaje son peligrosos, ya que los depósitos y accesorios están a una constante alta presión.

4.5.2. Por Combustión de Combustibles Sólidos

La madera, la turba y el carbón son los combustibles comúnmente utilizados, pero el más apropiado es el carbón que abarca una gran variedad como el poco bituminoso, antracita, grafito, bituminoso, etc. Con respecto a los otros tipos de combustibles, el costo es bajo, lo mismo que su costo de operación y almacenaje. La desventaja se presenta en el bajo poder calorífico, la combustión deja mucho residuo de ceniza y tiene entre sus elementos de composición un más alto porcentaje de azufre.

en sitios donde su obtención es económicamente rentable.

En conclusión, de todo lo expuesto anteriormente, se han elegido los sistemas de calentamiento por combustión de petróleo Diesel-2 y por resistencia eléctrica y luego seleccionar de entre los dos el sistema de calentamiento más adecuado.

4.6. Per Resistencia Eléctrica

La cantidad de calor generado depende de la tensión de la corriente eléctrica y de la resistencia específica del material, es por eso que aquí determinaremos los parámetros para selección de la resistencia adecuada de acuerdo a la tensión de la línea en voltios y al material usado en la elaboración de la resistencia. Para temperaturas elevadas en atmósferas oxidantes (incluyendo el aire), el material para resistencias eléctricas más usual suele consistir en una aleación de 80% de níquel y 20% de cromo, denominada NICROMO.

4.6.1. Propiedades de la Resistencia de NICROMO

El deseo de prevenir un fracaso ha inducido a los fabricantes de elementos de calefacción de facilitar gráficos de propiedades de resistencias en función a su temperatura de trabajo en los hornos calentados eléctricamente. El gráfico 14 del apéndice es un gráfico para el elemento de nicromo; las

abscisas indican la temperatura T_2 del horno, las ordenadas muestran la carga superficial C_s en W/cm^2 si el elemento radia libremente en una atmósfera oxidante. Las curvas ΔT muestran la diferencia de temperaturas entre el elemento y el horno; el punto de intersección de ΔT con la curva A indica la temperatura más elevada que se recomienda con respecto a la temperatura del horno. Si se tiene por finalidad principal conseguir una larga duración en los elementos, los valores de C_s en el gráfico 14 del apéndice deben multiplicarse por un factor de corrección obtenido del gráfico 15 del apéndice que está en función de la separación entre elementos.

Estableciendo que las resistencias son cilíndricas y una relación de separación (s/d) igual a 1.0, del gráfico 15 del apéndice obtenemos un factor de corrección de 0.78.

Para una determinada T_2 del horno, del gráfico 14 del apéndice obtenemos una carga superficial C_s en W/cm^2 .

Luego, la densidad de potencia D_p en W/cm^2 será :

$$D_p = 0.78 C_s \quad (W/cm^2)$$

4.6.2. Cálculo de la Resistencia per Fase (R_f)

Como el circuito es trifásico con conexión en triángulo y una tensión en línea de 440 voltios, se tiene :

Potencia - Calor Impartido
requerida al Horne

$$P = Q_T \quad (\text{watts})$$

Tensión de Fase (V_f) = 440 voltios

$$V_f = 440 \quad (\text{volt})$$

La potencia trifásica P es :

$$P = \frac{3 V_f^2}{R_f}$$

Por lo tanto :

$$R_f = \frac{3 V_f^2}{P} \quad (\text{Ohme})$$

La potencia per fase es :

$$P_f = \frac{P}{3}$$

4.7. Per Combustión de Petróleo

En esta parte vamos a determinar las expresiones para calcular el consumo de combustible, el flujo de aire ne

cesario para realizar la combustión y el volumen mínimo de la cámara donde se va a realizar la combustión.

4.7.1. Consumo de Combustible

Para el balance energético debemos considerar, además del calor total Q_T impartido al horno, otra pérdida que se produce como consecuencia de la energía calorífica que los productos de combustión sacan del horno como calor sensible al medio ambiente atmosférico.

a) Cálculo del Calor Sensible

El cálculo de las pérdidas de calor de este tipo es complejo, es por eso que estos ya se encuentran graficados para distintos tipos de combustibles, como el mostrado en el gráfico 16 del apéndice, que es para petróleo DIESEL-2.

En el gráfico mencionado, la curva A da el contenido de calor sensible en los productos de combustión perfecta en función de la temperatura de combustión. La curva B indica el calor de aquella cantidad de aire que se necesita para quemar una unidad de combustible. Si la combustión se realizó con exceso de aire (exa en %), al calor sensible de los gases QSC se le añade el calor sensible hallado en la curva B multiplicado por el porcentaje de exceso de aire y dividido

entre 100 :

$$QSC + QSA \times \frac{exg}{100}$$

Del gráfico obtendremos las ecuaciones de las curvas A y B para obtener QSC y QSA en función de la temperatura T_2 del horno, de la siguiente manera :

- Para la curva A, calor sensible de los gases de combustión :

$$\frac{1200^{\circ}\text{C}-400^{\circ}\text{C}}{T_2 - 400^{\circ}\text{C}} = \frac{5350-1600}{QSC-1600}$$

$$QSC = \left[\frac{375}{80}(T_2 - 400) + 1600 \right] \frac{(\text{Kcal})}{(\text{Kg de comb})}$$

$$QSC = 4184.08 \left[\frac{375}{80}(T_2 - 400) + 1600 \right] \frac{(\text{w-seg})}{(\text{Kg comb})}$$

- Para la curva B, calor sensible del aire :

$$\frac{1200^{\circ}\text{C}-400^{\circ}\text{C}}{T_2 - 400^{\circ}\text{C}} = \frac{4550-1350}{QSA-1350} \frac{(\text{Kcal})}{(\text{Kg combust})}$$

$$QSA = 4T_2 - 250 \frac{(\text{Kcal})}{(\text{Kg de comb})}$$

$$QSA = 4184.08(4T_2 - 250) \frac{(\text{w-seg})}{(\text{Kg de comb})}$$

b) Cálculo del Flujo Másico de Combustible ($F_{m \text{ comb}}$)

Haciendo un balance energético, se tiene:

$$\begin{array}{rcl} \text{CALOR POR} & \text{CALOR TOTAL} & \text{CALOR SENSIBLE} \\ \text{COMBUSTION} & = \text{IMPARTIDO AL} & + \text{DE LOS PRODUC} \\ \text{(WATTS)} & \text{HORNO} & \text{TOS DE COMBUS} \\ & \text{(WATTS)} & \text{TION (WATTS)} \end{array}$$

$$(I) \dots Q_{\text{comb}} - Q_T + F_{m \text{ comb}} \left(Q_{SC} + Q_{SA} \times \frac{\text{exe}}{100} \right)$$

Considerando además que para que haya una combustión completa, se hará con un exceso (exe en %) de aire que recomienda la tabla 7 del apéndice para petróleo Diesel :

$$\boxed{\text{exe} = 15\%}$$

Por otra parte sabemos que el poder calorífico inferior P_{ei} del petróleo Diesel No. 2 es:

$$\boxed{P_{ei} = 42677887} \left(\frac{\text{Joules}}{\text{kg}} \right)$$

También se sabe que el calor por combustión Q_{comb} es :

$$(II) \dots \dots Q_{\text{comb}} = F_{m \text{ comb}} \times P_{ei}$$

De I y II, tenemos que el flujo másico de petróleo será :

$$\boxed{F_{m \text{ comb}} \times P_{ei} = Q_T + F_{m \text{ comb}} \times \left(Q_{SC} + Q_{SA} \times \frac{\text{exe}}{100} \right)}$$

$$F_m \text{ comb} = \frac{Q_T}{P_{oi} - (QSC + QSA \times \frac{ore}{100})} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}}\right)$$

El flujo volumétrico de combustible $F_v \text{ comb}$ será :

$$F_v \text{ comb} = \frac{F_m \text{ comb}}{\text{Peso específico del petróleo}}$$

Para el petróleo diesel No. 2, el peso específico es :

$$P_e = 879.3 \text{ kg/m}^3$$

Por lo tanto :

$$F_v \text{ comb} = \frac{F_m \text{ comb}}{879.3} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{seg.}}\right)$$

$$F_v \text{ comb} = 1081.6818 \times F_m \text{ comb} \quad (\text{GPH})$$

4.7.2. Consumo de Aire para la Combustión

Se sabe por un informe de la Facultad de Petróleo de la Universidad Nacional de Ingeniería, que la composición en porcentaje de peso del petróleo diesel No. 2 de PETROPERU es el siguiente:

C : 86.5%

H₂ : 12.6%

S : 0.7%

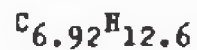
O₂ + N₂ + cenizas : 0.2%

Se sabe que una mol de los hidrocarburos tiene la forma de C_xH_y , donde :

$$x = \frac{\% \text{ en peso de C}}{\text{Peso atómico del C}} = \frac{86.5}{12.5} = 6.92$$

$$y = \frac{\% \text{ en peso de H}}{\text{Peso atómico del H}} = \frac{12.6}{1} = 12.6$$

Por lo tanto la molécula tiene la forma de :



Estableciendo la reacción de combustión con ai re teórica, se tiene :



Donde :

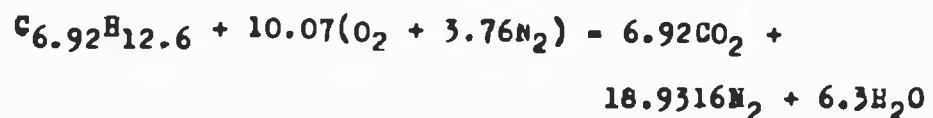
$$a = 10.07$$

$$b = 6.92$$

$$c = 18.93$$

$$d = 6.3$$

Por lo tanto :



Como la relación de aire-combustible teórica $r(a/e)$ será :

$$F_{\text{aire}} = F_{\text{comb}} \times r_{\text{(a/o)}} \quad (\text{Kg/seg})$$

Entonces :

$$r_{\text{(a/o)}} = \frac{\text{FLUJO MASICO DE COMBUSTIBLE}}{\text{FLUJO MASICO DE AIRE}}$$

Como :

$$r_{\text{(a/o)}} = 16.6175$$

$$r_{\text{(a/o)}} = \frac{15 \times 14.45}{100} + 14.45$$

$$r_{\text{(a/o)}} = \frac{100}{15 \times r_{\text{(a/o)}}} + r_{\text{(a/o)}}$$

real core :

Por lo tanto la relación de aire-combustible

real

$$r_{\text{(a/o)}} = \text{Relación de aire-combustible}$$

$$\text{core} = 15\%$$

Donde :

$$\text{core} = \frac{r_{\text{(a/o)}}}{r_{\text{(a/o)}} - r_{\text{(a/o)}}} \times 100$$

(core %) es :

Por otro lado tenemos que el exceso de aire

$$r_{\text{(a/o)}} = \frac{10.07 \times (32 + 3.76 \times 28) + 12 \times 6.92 + 12.6}{28} = 14.45$$

Por lo tanto el flujo volumétrico de aire

F_v aire será :

$$F_v \text{ aire} = \frac{F_m \text{ aire}}{\text{Peso específico del aire}}$$

Se sabe que el peso específico del aire es de 1.2 Kg/m^3 , luego :

$$F_v \text{ aire} = \frac{F_m \text{ aire}}{1.2} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \right)$$

4.7.3. Volumen Mínimo de la Cámara de Combustión (V_{comb})

En los hornos industriales que queman combustible líquido para la generación de calor en condiciones normales, o sea a la presión atmosférica, necesita de un volumen mínimo de cámara de combustión para que esta se complete al menos en un 95% provisto de un porcentaje de exceso de aire. En vista del gran número de variables que afectan a la velocidad de combustión, es difícil predecir el volumen del espacio de combustión para que esta se complete. Existen informaciones obtenidas en experiencias de investigadores como las que se muestran en la tabla 8 del apéndice que ayudan a la realización de estimaciones aproximadas. El término "CONDICION DE COMBUSTION", representa las combinaciones de diversos elementos y requiere cierto juicio para su empleo.

Entonces, como generalmente en los quemadores

de los hornos la mezcla de aire-combustible es buena, en el peor de los casos es que el aire entre frío a la mezcla y la pulverización del combustible es buena, de la tabla 8 del apéndice, optaremos por la condición de combustión 3, el cual nos arroja un calor liberado por unidad de volumen de :

$$88.97 \frac{\text{Kcal}}{\text{seg} \times \text{m}^3 \text{ espacio de combustión}} = 372430 \frac{\text{Watts}}{\text{m}^3}$$

Si a la cantidad de calor que la combustión debe impartir al horno para una determinada temperatura T_2 del horno, lo dividimos entre la cantidad de calor liberada por unidad de volumen; nos dará como resultado el espacio de volumen para la combustión. Por lo tanto el volumen mínimo de la cámara de combustión será :

$$V_{\text{comb}} = \frac{Q_T (\text{Watts})}{342430 \left(\frac{\text{Watts}}{\text{m}^3} \right)}$$

$$V_{\text{comb}} = 2.6851 \times 10^{-6} \times Q_T \quad (\text{m}^3)$$

4.8. Relación de Datos y Expresiones en Lenguaje Fortran Necesarios para el Programa

4.8.1. Datos Necesarios para introducir al Programa

Para accionar el programa, a la computadora se le debe introducir de modo correlativo solo los vale-

res numéricas de los datos del cuadro contiguo. Estos datos son para el caso particular del horno que requiere la empresa "METALURGICA PERUANA S.A." :

<u>DESIGNACION</u>	<u>VARIABLE</u>	<u>UNIDAD</u>	<u>VALOR NUMERICO</u>
Cantidad de cascos	N	-----	1
Producción máxima diaria del horno	PROD	TM/dia	36.00
Tiempo de operación diaria del horno	TSENV	Horas	24
Tiempo de calentamiento de la máx. carga	T	Horas	3
Temperatura final máx. de calentamiento	TF	°C	950
Temperatura inicial de la carga	TI	°C	15
Calor específico de la carga	CP	$\frac{W-hra}{Kg-^{\circ}C}$	0.197
Emisividad de la carga	E1	-----	0.9
Emisividad del elemento radiante	E2	-----	0.9
Conductividad del refractario	K1	$\frac{W}{m-^{\circ}C}$	1.14
Conductividad del aislante	K2	$\frac{W}{m-^{\circ}C}$	0.239
Temperatura límite del aislante	TLA	°C	870
Coste del refractario	CR	$\$/m^3$	1114.21

Costo del aislante	CA	\$/m ³	263.42
Peso específico del refractario	PER	kg/m ³	1830.00
Peso específico del aislante	PEA	kg/m ³	481.00
Coefficiente de dilatación del refractario	CDR	%/100	0.006
Carga superficial de la resistencia eléctrica	ES	W/cm ²	0.90

4.8.2. Expresiones Principales y su Equivalente en FORTRAN

- Carga Máxima de Piezas para el Horne (W)

$$W = \frac{\text{PROD} \times 1000 \times T}{\text{TSERV}}$$

$$W = \text{PROD} \times 1000 \times T / \text{TSERV}$$

- Temperatura del Refractario (T₂)

$$T_2 = 1.05 \times T_f$$

$$T_2 = 1.05 \times T_f$$

- Temperatura Media de la Carga (T_m)

$$T_m = \frac{2}{3} \times (T_f - T_1)$$

$$T_m = 2./3. \times (T_f - T_1)$$

- Area de Exposición (A_1)

$$A_1 = \frac{W \times C_p (T_2 - T_m)}{t \times 5.67 \times 10^{-8} (T_2^4 - T_m^4)} \left(\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + 1 \right) \ln \left(\frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_f} \right)$$

$$X = W \times C_p \times (T_2 - T_m)$$

$$Y = t \times 5.67 \times (T_2^4 - T_m^4)$$

$$Z = (1 - \epsilon_1) / \epsilon_1 + 1$$

$$V = A \log \left(\frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_f} \right) \times 1.0$$

$$A_1 = X / Y \times Z \times V$$

- Calor Neto de Radiación (q_r)

$$q_r = \frac{A_B \sigma (T_2^4 - T_m^4) \times 0.001}{\frac{1 - \epsilon_B}{\epsilon_B} + \frac{1}{0.5(F_{B2} + 1)} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}}$$

$$Q_E = A_S \times 0.0567 \times 10^{-8} \times (T_2^4 - T_m^4) / \left(\frac{1 - \epsilon_S}{\epsilon_S + 2} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} \right)$$

- Calor Absorbido por la Carga (q)

$$q = \frac{W \times C_p (T_f - T_1) \times 0.001}{t}$$

$$Q = W \times C_p \times (T_f - T_1) / (t \times 1000.0)$$

- Factor de Vista de la Carga a la Fuente de Energía

$$F_{B2} = -4.5833 \times 10^{-3} R^4 + 0.0547499 R^3 - 0.275416 R^2 + 0.70249 R - 0.279$$

$$\text{FS2} = -4.5833\text{E-}3 \times \text{ER} \times \text{K4} + 5.7499\text{E-}2 \times \text{ER} \times \text{K3} - 2.7542\text{E-}1 \\ \times \text{ER} \times \text{K2} + 7.025\text{E-}1 \times \text{R} - 2.79\text{E-}1$$

- Calor Transferido por unidad de área por Conducción de las Paredes (q_k)

$$q_k = \frac{T_2 - T_r}{\frac{e_r}{K_1}}$$

$$QK = (T_2 - ITRP) / (ERP / K_1)$$

- Temperatura Exterior de la Superficie de las Paredes

$$T_a = T_r - q_k \left(\frac{e_a}{K_2} \right)$$

$$ITAP = ITRP - (QK \times e_a / K_2)$$

- Temperatura Pelicular del Ambiente Sobre la Superficie Exterior (T_p)

$$T_p = \frac{T_a + T_{\infty}}{2}$$

$$TP = (ITAP + TI) / 2.0$$

- Propiedad del aire $\frac{\beta g}{v^2}$ entre 300°K y 520°K

$$\frac{\beta g}{v^2} = 10^6 \times (2010.18544 - 12.4404 T_p + 0.2616 T_p^2 - 1.8522 \times 10^{-5} T_p^3)$$

$$\text{BETAGV} = 1.0\text{E}+6 \times (2010.18544 - 12.4404 \times TP + 0.2616 \times TP^2 - 1.8522\text{E-}5 \times TP^3)$$

- Propiedad del Aire $\frac{\beta g}{\nu^2}$ entre 520°K y 1000°K

$$\frac{\beta g}{\nu^2} = 10^6 \times (-1.7666 \times 10^{-7} T_p^3 + 4.718666 \times 10^{-4} T_p^2 - 0.423431 T_p + 128.98709)$$

$$\text{BETAGV} = 1.0E+6 \times (-1.7666E-7 \times \text{TP}^3 + 4.718666E-4 \times \text{TP}^2 - 0.423421 \times \text{TP} + 128.98709)$$

- Coeficiente de Conductividad del Aire (K) entre 300°K y 1000°K

$$K = 10^{-2} (1.370155 \times 10^{-9} T_p^3 - 4.8383 \times 10^{-6} T_p^2 + 0.010286 T_p - 0.0633)$$

$$K = 1.0E-2 \times (1.370155E-9 \times \text{TP}^3 - 4.8383E-6 \times \text{TP}^2 + 0.010286 \times \text{TP} - 0.0633)$$

- Número Adimensional RAYLEIGH (Ra)

$$Ra = \frac{\beta g}{\nu^2} \times Pr (T_p - T_\infty)$$

$$RA = \text{BETAGV} \times (ITAP - TI) \times PR$$

- Calor Transferido por Unidad de Area por Convección de la Superficie Exterior de las Paredes (q_h)

$$q_h = h_a \times (T_a - T_\infty)$$

$$QH = HA \times (ITAP - TI)$$

- Calor Transferido por Unidad de Area por Conducción de la Bóveda (q_{kb})

$$q_{kb} = \frac{2 \times K_1 \times (T_2 - T_{rb})}{(R_{rb} + R_b) \times \ln(R_{rb}/R_b)}$$

$$Q_{KB} = 2.0 \times K_1 \times (T_2 - T_{rb}) / (R_{rb} + R_b) / \text{ALOG}(R_{rb}/R_b)$$

- Temperatura Exterior de la Superficie de la Bóveda

$$T_{ab} = T_{rb} - \frac{q_{kb} (R_{ab} + R_{rb}) \times \ln(R_{ab}/R_{rb})}{2 \times K_2}$$

$$ITAB = T_{rb} - Q_{KB} \times (R_{ab} + R_{rb}) \times \text{ALOG}(R_{ab}/R_{rb}) / 2.0 / K_2$$

- Fuerza de Empuje Lateral por Dilatación de la Bóveda

$$F_{e \text{ lat}} = 3 \times 2.44 \times 10^6 \times \epsilon \times r_b \times L$$

$$F_{ELAT} = 3.0 \times 2.44 \times 10^6 \times \epsilon \times R_{rb} \times L$$

- Calor Impartido a las Piezas (Q_1)

$$Q_1 = \frac{W \times C_p \times (T_f - T_1)}{t}$$

$$CALPIE = W \times C_p \times (T_f - T_1) / T$$

- Calor Perdido Através de la Bóveda (Q_{2b})

$$Q_{2b} = \frac{1.047 \times L \times (T_2 - T_{ab})}{\frac{\ln(R_{rb}/R_b)}{K_1} + \frac{\ln(R_{ab}/R_{rb})}{K_2}}$$

$$\text{CALBOV} = 1.047 \times 10^4 \times (T_2 - T_{AB}) / (A \log(R_{RB}/R_B) K_1 + A \log(R_{AB}/R_{RB}) / K_2)$$

- Calor Pérdida Através de la Solera (Q_{2s})

$$Q_{2s} = \frac{A_s (T_2 - T_{AS})}{\frac{e_{rs}}{K_1} + \frac{e_{as}}{K_2}}$$

$$\text{CALSOL} = A_s \times (T_2 - T_{AS}) / (E_{RS}/K_1 + E_{AS}/K_2)$$

- Calor Pérdida por las Paredes (Q_{2p})

$$Q_{2p} = \frac{A_p (T_2 - T_{AP})}{\frac{e_{rp}}{K_1} + \frac{e_{ap}}{K_2}}$$

$$\text{CALPAR} = A_p \times (T_2 - T_{AP}) / (E_{RP}/K_1 + E_{AP}/K_2)$$

- Calor Total o Potencia Impartida al Horno (Q_T)

$$Q_T = \frac{Q_1 + Q_2}{0.85}$$

$$\text{POTENC} = 1.17647058 \times (\text{CALPIE} + \text{CALBOV} + \text{CALSOL} + \text{CALPAR})$$

- Densidad de Potencia de la Resistencia (D_p)

$$D_p = 0.78 \times C_s$$

$$\text{DP} = 0.78 \times \text{CS}$$

- Potencia por cada Fase (P_f)

$$P_f = \frac{P}{3}$$

$$\text{POTFAS} = \text{POTENC}/3.0$$

- Calor Sensible de los Gases de Combustión de Petróleo Diesel No.2 (QSC)

$$QSC = 4184.08 \left(\frac{375(T_2 - 400)}{80} + 1600.0 \right)$$

$$QSC = 4184.08 \times (375.0/80.0 \times (T_2 - 400.0) + 1600.0)$$

- Calor Sensible del Aire para la Combustión (QSA)

$$QSA = 4184.08(4T_2 - 250)$$

$$QSA = 4184.08 \times (4.0 \times T_2 - 250.0)$$

- Flujo Mássico de Petróleo Diesel No.2 ($F_m \text{ comb}$)

$$F_m \text{ comb} = \frac{Q_T}{P_{ci} - (QSC + QSA \times \frac{exc}{100})}$$

$$F_{MCOMB} = \text{POTENC}/(\text{PCI} - (\text{QSC} + \text{QSA} \times \text{EXAIRE}/100.0))$$

- Flujo Volumétrico de Petróleo Diesel No.2 ($F_v \text{ comb}$)

$$F_v \text{ comb} = 1081.6818 \times F_m \text{ comb}$$

$$F_{VCOMB} = 1081.6818 \times F_{MCOMB}$$

- Flujo Volumétrico del Aire ($F_v \text{ aire}$)

$$F_v \text{ aire} = \frac{F_m \text{ aire}}{1.2}$$

$$\boxed{FVAIRE = FMAIRE/1.2}$$

- Volumen Mínimo de la Cámara de Combustión (V_{comb})

$$V_{\text{comb}} = 2.6851 \times 10^{-6} \times Q_T$$

$$\boxed{VOLCOM = 2.6851E-6 \times POTENC}$$

4.8.3. Programa y Procesamiento

Con las funciones deducidas y transformadas al lenguaje FORTRAN se elaboró el PROGRAMA, esta consta de un programa principal y dos subrutinas; una subrutina llamada PROPIE calcula las propiedades del aire, en función de la temperatura, que son necesarias para calcular el Coeficiente Pelicular de Transferencia de Calor por CONVECCION ; la otra subrutina denominada COSTO calcula el costo del consumo de energía en función de los espesores del refractario y aislante, necesario para calcular los espesores óptimos de estos.

El listado del programa, cuadro de datos y cuadro de resultados a sido procesado en un SISTEMA IBM 4341 con CONTROL DE PROGRAMA VM/370 y TERMINAL IBM 3278 del Centro de Computos de la Universidad Nacional de Ingeniería y es el siguiente :

4.9. Selección de los Elementos Liberadores de Calor

El elemento de liberación de calor debe satisfacer las siguientes especificaciones :

- Permite obtener la energía necesaria de calor.
- Permite alcanzar una temperatura controlada y uniforme en el horno.
- Permite obtener una atmósfera controlada y uniforme.
- No se destruye por el calor que libera.

Estos requisitos no son todos, pero sí los principales para la elección del elemento liberador de calor adecuado.

4.9.1. Para la Resistencia Eléctrica

De acuerdo al cuadro de resultados del programa, para una densidad de potencia de 0.702 W/cm^2 , una temperatura del horno de 997°C y una tensión de corriente de 440Volt., para la elaboración de la resistencia eléctrica, el mercado nacional ofrece un alambre Ni-Cr denominado VDM CRONIX 820 No.1, con :

- Temperatura máxima de trabajo de 1200°C .
- Tensión máxima de trabajo de 500 Volt.
- Densidad de potencia de 0.7 W/cm^2 .
- Resistencia específica de $1.1168 \times 10^{-4} \text{ Ohm-cm}^2/\text{cm}$.
- Peso de 3.13 m/Kg.

- Coste aproximado de \$60/Kg.

- Diámetro de 7 mm.

Como la resistencia por fase, necesaria para producir los 116,913.54 W/fase de potencia, es de 1.66 Ohms; la longitud del alambre necesario por fase es :

$$1.66 \text{ Ohms} = \frac{1.1168 \times 10^{-4} \text{ Ohms-cm}^2/\text{cm} \times l}{\frac{\pi \times (0.7)^2}{4} \text{ cm}^2}$$

$$l = 5720.29 \text{ cm/fase}$$

El núcleo donde va a ser enrollado el alambre serán barras cilíndricas de cerámica de 5 cm de diámetro; como el alambre tiene un diámetro de 0.7 cm, la espira del enrollamiento tendrá un diámetro de 6.4 cm. El número de espiras por cada fase será :

$$\text{No. de espiras/fase} = \frac{5720.29 \text{ cm/fase}}{\pi \times 6.4 \text{ cm}}$$

$$\text{No. de espiras/fase} = 285$$

Como anteriormente se calculó que el paso entre espiras será 2 veces el diámetro del alambre, se tiene:

$$\text{Paso} = 2 \times 0.7 \text{ cm} = 1.4 \text{ cm}$$

La longitud del enrollamiento por fase será :

$$\text{Long. del enrollamiento por fase} = 400 \text{ cm/fase}$$

Cada núcleo se colocará horizontalmente y a lo largo de la cámara a la altura de la pared; como a esta altura la longitud efectiva de la cámara es de 175 cm, los núcleos tendrán esta longitud. El arrollamiento del alambre empezará a una distancia de las paredes de la cámara (frontal y posterior) de 10 cm en ambos extremos del núcleo, por lo tanto la longitud del arrollamiento en cada núcleo será de :

$$\text{Long del arrollamiento por núcleo} = 175 - 2 \times 10 = 155 \text{ cm}$$

Por lo tanto el número de núcleos o arrollamientos por fase será :

$$\text{No. de núcleos/fase} = \frac{\text{Long del arroll/fase}}{\text{Long del arroll/núcleo}}$$

$$\text{No. de núcleos/fase} = \frac{400 \text{ cm/fase}}{155 \text{ cm/núcleo}}$$

$$\text{No. de núcleos / fase} = 3$$

Como son 3 las fases, el número de núcleos o arrollamientos de 155 cm de longitud será de :

$$\text{No. de núcleos } \delta \text{ arrollamientos} = \frac{\text{No. de núcleos}}{\text{per fase}} \times 3 \text{ fases}$$

$$\text{No. de núcleos } \delta \text{ arrollamientos} = 9$$

Como el ancho efectivo de la cámara a la altura de las paredes es de 221 cm y colocando los núcleos δ

arrollamientos a una distancia de 11 cm de las paredes laterales, el paso entre los núcleos o los arrollamientos será :

$$\text{Paso entre núcleos} \quad - \quad \frac{(221 - 22) \text{ cm}}{9}$$

ó arrollamientos

$\text{Paso entre núcleos} \quad - \quad 22 \text{ cm.}$ <p style="text-align: center;">ó arrollamientos</p>
--

4.9.2. Para la Combustión de Petróleo Diesel No.2

Para la combustión del petróleo Diesel No.2 utilizaremos quemadores del tipo de atomización con aire y mezclado de aire y combustible dentro del quemador con tiro forzado.

La función del quemador de petróleo en combinación con el horno consiste en convertir el combustible líquido en un gas y mezclar bien este combustible gaseoso con el aire para que pueda producirse la combustión. En este tipo de quemador, como el aire de atomización se mezcla íntimamente con el combustible y comprende una parte del aire de combustión requerido, la combustión se inicia más rápidamente.

La presión del combustible varía entre 0.7 a 4.9 Kg/cm². Para el tiro forzado del aire se utilizan equipos mecánicos que consisten por lo general en compresores eléctricos.

Por lo tanto para seleccionar el equipo para la combustión debemos tomar en consideración, además de los requisitos de funcionamiento ya mencionados anteriormente, la garantía incondicional de un servicio eficiente, seguro y una permanente existencia de repuestos; es por eso que recurrimos a quemadores y sopladores de fabricación nacional.

De acuerdo al cuadro de resultados del programa, para un flujo de petróleo de 17.3 GPH, un flujo de aire de $0.221 \text{ m}^3/\text{seg}$ necesarios para producir 350,740.62 Watts de potencia en el horno y para abarcar una gran superficie de radiación, de la tabla 20 del apéndice de la "ALHTEC" S.A., seleccionamos 4 quemadores tipo QP-2M de :

- Flujo de petróleo de 1 a 7 GPH.
- Flujo de aire máximo de $0.09 \text{ m}^3/\text{seg}$.
- Costo de \$80.00- I/. 1112.00

Como el flujo de aire que requieren los quemadores es de $0.221 \text{ m}^3/\text{seg}$, "DELCROSA" nos ofrece de línea "BUFFALO" un soplador tipo "E" con motor monofásico VQ -E90K2 con :

- Flujo de aire de 565CFM = $0.266 \text{ m}^3/\text{seg}$.
- Velocidad de 3450 RPM.
- Potencia de 1.5 HP.
- Presión de 8.7 pulg de agua = 221 mm de agua
- Costo de \$303.27 - I/.4215.45

4.10. Evaluación de las Alternativas

Según la naturaleza de la energía empleada en los hornos diseñados correctamente, el elemento liberador de calor, el horno y el material a calentar deben estar adecuadamente adaptados una a otros; es por eso que para elegir una de las dos alternativas del sistema de calentamiento, ya sea por resistencia eléctrica o por combustión de petróleo Diesel No.2, se las evaluará tomando en cuenta el costo del consumo de energía para producir la potencia de calentamiento requerida, así como el costo del dispositivo liberador de calor y también tomando en consideración el efecto colateral negativo que producen al horno y piezas a calentar.

4.10.1. Para el Caso de Resistencia Eléctrica

a) Para producir los 350740.62 Watts de potencia para calentar las piezas durante 3 horas por resistencia eléctrica, la energía activa que se consume es :

$$\boxed{350.74 \text{ KW} \times 3 = 1052.22 \text{ Kw-hrs}}$$

Como "ELECTROLIMA S.A." a "Metalúrgica Peruana S.A." le cobra la tarifa industrial No.34, e sea:

- Per energía activa diurna (desde las 10:00 a las 22:00 horas) I/. 0.33/Kw-hrs.
- Per energía activa nocturna (22:00 a 10:00 horas) I/. 0.17/Kw-hrs.

Por lo tanto, como el horno va a trabajar los 3 turnos del día en 6 periodos de 3 horas cada uno y asumiendo que la mitad del día ocupa la tarifa diurna y el resto la tarifa nocturna; el costo diario de consumo de energía activa será :

$$\left(\frac{I/.0.33}{Kw-hr} + \frac{I/.0.17}{Kw-hr} \right) \times 1052.22 Kw-hrs \times 3$$

$$\boxed{I/.1578.33/día}$$

Considerando 303 días útiles al año, el costo anual del consumo de energía para el calentamiento por resistencia eléctrica será :

$$\frac{I/.1557.63}{día} \times \frac{303 días}{año}$$

$$\boxed{I/.471963.10/año}$$

b) Para el elemento liberador de calor utilizado, el VDM CRONIX 820 No.1, con un peso de 3.13m/Kg, costo unitario de I/.834/Kg y una longitud total de :

$$5720.29cm/fase \times 3 fases$$

$$\boxed{17160.87 cm}$$

Su costo es :

$$\frac{1Kg}{313cm} \times \frac{I/.834}{Kg} \times 17160.87 cm$$

$$\boxed{I/.45725.70}$$

4.10.2. Para el caso de Combustión de Petróleo Diesel No.2

n) Para producir los 350.740 Kw durante 3 horas, según el cuadro de resultados del programa, se consumen 17.3 GPH de petróleo; como el horno trabaja 6 periodos alternativos de 3 horas en el día, o sea 18 horas efectivas por día y como el galón de petróleo cuesta I/.15.00; el costo del consumo diario es de :

$$\frac{I/.15.00}{\text{gal}} \times \frac{17.3 \text{ gal}}{\text{hra}} \times \frac{18 \text{ hra}}{\text{día}}$$

$$\boxed{I/.4674.70/\text{día}}$$

Como hemos considerado 303 días útiles por año, el costo del consumo de petróleo anual es :

$$\frac{I/.4674.70}{\text{día}} \times \frac{303 \text{ días}}{\text{año}}$$

$$\boxed{I/.1416,445.20/\text{año}}$$

Además la combustión necesita aire y para producir, según el cuadro de resultados del programa, $0.221 \text{ m}^3/\text{seg}$ de aire se utiliza un soplador impulsado por un motor de 1.5HP y un factor de potencia (Cos ϕ) de 0.85, por lo tanto la potencia activa será de :

$$\text{Potencia Activa} = \text{Potencia} \times \text{Cos}\phi$$

$$\text{Potencia Activa} = 1.5 \text{ HP} \times 0.85$$

$$\boxed{\text{Potencia Activa} = 1.33 \text{ HP} = 0.99 \text{ Kw}}$$

La energía activa consumida en 3 horas es :

$$0.99 \text{ Kw} \times 3 \text{ horas}$$

$$\boxed{2.98 \text{ Kw-hrs}}$$

Según la tarifa No.34 de "ELECTROLIMA S.A.", para 3 períodos de 3 horas cada período de tarifa diurna y 3 períodos de tarifa nocturna, el costo de energía activa consumida por el soplador será de :

$$\left(\frac{1/.0.33}{\text{Kw-hrs}} + \frac{1/.0.17}{\text{Kw-hrs}} \right) \times 2.98 \text{ Kw-hrs} \times 3$$

$$\boxed{1/. 4.50/\text{día}}$$

Como son 303 días útiles en el año, el costo anual de la energía consumida para producir el aire para la combustión será de :

$$\frac{1/.4.50}{\text{día}} \times 303 \frac{\text{días}}{\text{año}}$$

$$\boxed{1/. 1363.50/\text{año}}$$

Por lo tanto el costo anual total del consumo de energía activa para el calentamiento por combustión de petróleo Diesel No.2 será :

$$\frac{1/.1'416'445.20}{\text{año}} + \frac{1/.1363.50}{\text{año}}$$

$$\boxed{1/.1'417'788.58/\text{año}}$$

b) El costo de los principales dispositivos para el equipo de combustión es :

- 4 quemadores de I/.1112.00 cada uno

I/.4448.00

- Un soplador de aire

I/.4215.50

Por lo tanto el costo total es :

I/.4448.00 + I/.4215.50

I/.8663.50

4.10.3. Conclusiones de la Evaluación

A pesar de la gran diferencia en la inversión inicial entre ambos métodos de calentamiento, es más conveniente utilizar el método de calentamiento por resistencia eléctrica por los siguientes factores :

- a) En cuanto al costo de consumo de energía, nos ahorraríamos aproximadamente el 66% con respecto al método por combustión de petróleo Diesel No.2.
- b) Con respecto al costo de operación y mantenimiento es más barato, ya que las resistencias no requieren de mayor cuidado y observación que los dispositivos y accesorios del equipo de combustión.

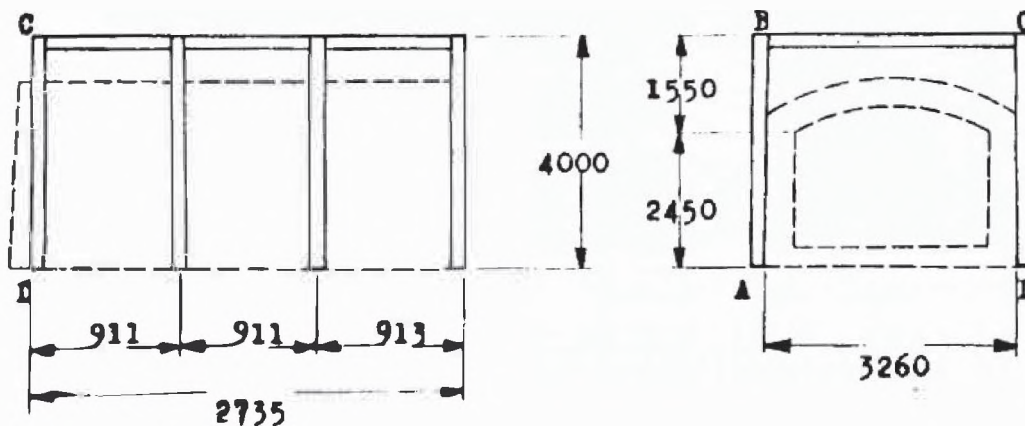
- c) El método por resistencia eléctrica no produce la contaminación ambiental que se origina con el método de combustión por los gases producidos.
- d) El calentamiento por resistencia eléctrica se puede realizar directamente sobre la carga sin que se produzca efecto negativo alguno en ella así como también en la mampostería del horno; mientras que los gases de combustión si son nocivos, ya que aceleran la oxidación y corrosión tanto de los refractarios como de la carga formando en la superficie una capa apreciable de espesor, que se desprende, produciendo un incremento en el costo de producción. De otra manera será necesario colocar una mufla, con la cual también aumenta el costo.

CAPITULO 5

CALCULO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA METALICA

5.1. Cálculo de las Pórticos

El esquema que representa al pórtico de acuerdo con las dimensiones de la mampostería obtenidas del cuadro de resultados del programa, es el siguiente :

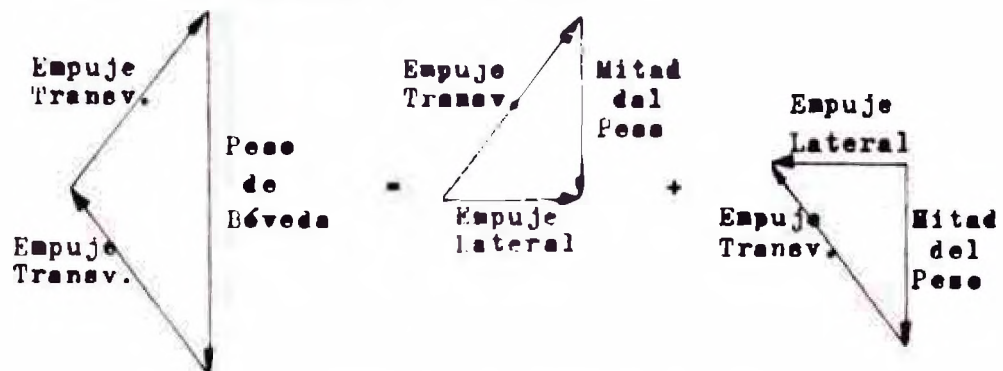


Los elementos de la estructura de acero estructural ASTM A-36, reconocida por la AISC, cuyas especificaciones son :

- Módulo de Elasticidad de 29000 KSI
- Módulo de Endurecimiento de 700KSI
- Relación de Poisson de $\mu = 0.25$ a 0.33
- Punto de Fluencia de 36 KSI

5.1.1. Fuerzas Actuantes sobre los Elementos del Pórtico

Como se indicó en el punto 2.5.1, las fuerzas actuantes de la bóveda sobre el pórtico por efecto de su peso y de la dilatación térmica, forman el siguiente diagrama de fuerzas :



De este diagrama de fuerzas se tiene :

$$[\text{EMPUJE LATERAL}]^2 = [\text{EMPUJE TRANSV.}]^2 - \left[\frac{\text{PESO DE BOVEDA}}{2} \right]^2$$

Del cuadro de resultados del programa, se tiene :

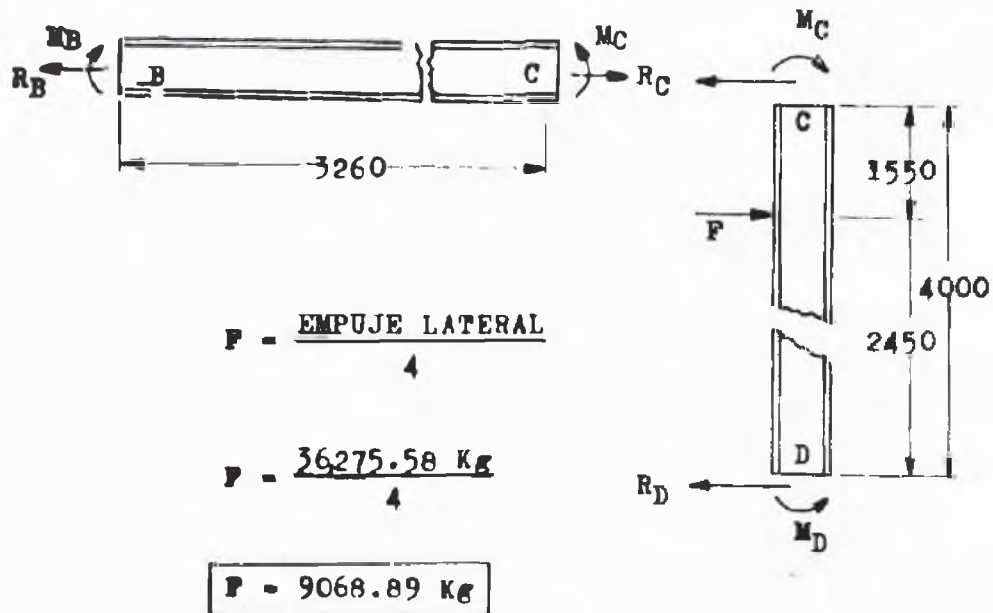
$$\text{EMPUJE TRANV.} = 36,360.09 \text{ Kg}$$

$$\text{PESO DE LA BOVEDA} = 4955.08 \text{ Kg}$$

Por lo tanto :

$$\boxed{\text{EMPUJE LATERAL} = 36,275.58 \text{ Kg}}$$

Como son 4 pórticos; en la viga \overline{BC} y en la columna \overline{CD} , se tiene :



En la columna \overline{BC} empotrada en ambos extremos y con carga puntual, se tiene :

$$R_D = \frac{F \times (1.55)^2}{4^3} (3 \times 2.45 + 1.55)$$

$R_D = 3029.89 \text{ Kg}$

$$R_C = \frac{F \times (2.45)^2}{4^3} (2.45 + 3 \times 1.55)$$

$R_C = R_B = 6058.99 \text{ Kg}$

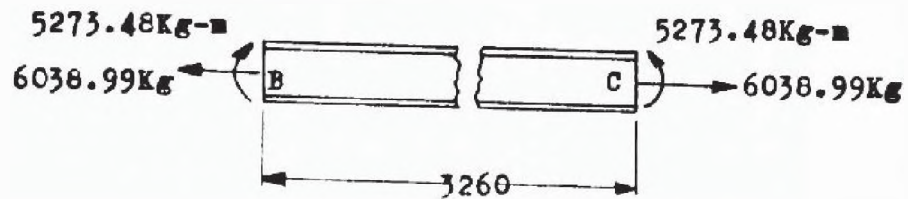
$$M_D = \frac{F \times (2.45) \times (1.55)^2}{4^2}$$

$M_D = 3336.28 \text{ Kg-m}$

$$M_C = \frac{F \times (2.45)^2 \times (1.55)}{4^2}$$

$$M_C = 5273.48 \text{ Kg-m}$$

5.1.2. Cálculo de la Viga \overline{BC}



La viga está sometida a una tracción flexión,
por lo tanto según la AISC, tenemos :

$$R_C \text{ eq} = R_C + 0.2 \times M$$

R_C en Lb. y M en Lb.-pulg

$$R_C \text{ eq} = 13,285.77 + 0.2(456,759)$$

$$R_C \text{ eq} = 10,4636.9 \text{ Lb} = 4,7562 \text{ Kg}$$

Se sabe que para acero estructural A-36, según
la AISC, se tiene :

- Esfuerzo a la fluencia $\sigma_y = 36 \text{ KSI} = 2536 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
- Módulo de Elasticidad $E = 29 \times 10^6 \text{ PSI}$
 $= 2 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$
- Relación de Poisson $\mu = 0.35$

Luego, con estos valores y la fuerza equivalente $R_C \text{ eq}$ hallamos el área de la sección recta :

$$A = \frac{R_C \cdot e_q}{\sigma_t} = \frac{R_C \cdot e_q}{0.6 \sigma_y} = \frac{47,562 \text{ Kg}}{0.6 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$A = 31.25 \text{ cm}^2 = 4.84 \text{ pulg}^2$$

Con este valor, de las tablas de la AISC, sacamos un perfil W 12x19, donde :

$$A = 5.57 \text{ pulg}^2 = 35.93 \text{ cm}^2$$

$$S_x = 21.3 \text{ pulg}^3 = 349.04 \text{ cm}^3$$

$$r_x = 4.82 \text{ pulg} = 12.24 \text{ cm}$$

$$r_y = 0.822 \text{ pulg} = 2.09 \text{ cm}$$

Verificando se tiene :

- Esfuerzos permisibles

$$\sigma_f (\text{esfuerzo de flexión}) = 0.6 \sigma_y$$

$$\sigma_f = 0.6 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_f = 1521.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\frac{K_x l_x}{r_x} = \frac{0.5 \times 326 \text{ cm}}{12.24 \text{ cm}} = 13.31$$

$$\frac{K_y l_y}{r_y} = \frac{0.5 \times 326 \text{ cm}}{2.09 \text{ cm}} = 77.99$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{K_x l_x}{r_x} = 13.31 \\ \frac{K_y l_y}{r_y} = 77.99 \end{array} \right\} \frac{K l}{r} = 77.99$$

De las tablas de la AISC, para $\frac{K l}{r} = 77.99$ el esfuerzo axial σ_a permisible es :

$$\sigma_a = 15.58 \text{ Ksi} = 1098 \text{ Kg/cm}^2$$

- Esfuerzos Actuantes

$$\sigma'_a = \frac{R_C \text{ eq}}{A} = \frac{4562 \text{ Kg}}{35.93 \text{ cm}^2} = 126.96 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma'_r = \frac{M_{\max}}{S_x} = \frac{527,348 \text{ Kg-cm}}{349.04 \text{ cm}^3} = 1510 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

- Relación de Esfuerzos σ'_a / σ'_r

$$\frac{\sigma'_a}{\sigma'_r} = \frac{126.96}{1098} = 0.115$$

Como la relación es menor que 0.15 predomina la flexión; por lo tanto verificamos :

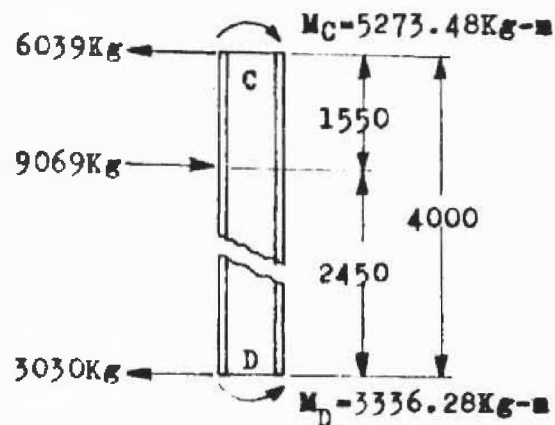
$$\frac{\sigma'_a}{\sigma_a} + \frac{\sigma'_r}{\sigma_r} \leq 1$$

$$\frac{126.96}{1098} + \frac{1510.85}{1521.6} = 1.1$$

Como el valor es aproximadamente igual a 1, podemos decir que el perfil W 12x19 elegido es el correcto.

5.1.3. Cálculo de la Columna CD

El diagrama de fuerzas siguiente representa las que actúan en la columna CD :



La columna esta sometida a una flexión simple y que el momento máximo es $M_{max} = 5273.48 \text{ Kg-m}$, luego:

$$S_x = \frac{M_{max}}{\sigma_f} = \frac{M_{max}}{0.6 \sigma_y}$$

$$S_x = \frac{5273.48 \text{ Kg-m} \times 100}{0.6 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_x = 346.57 \text{ cm}^3 = 21.15 \text{ pulg}^3$$

Con este valor de S_x de la tabla de la AISC se escogemos un perfil W 8x28, donde :

$$S_x = 24.3 \text{ pulg}^3 = 398.2 \text{ cm}^3$$

$$A = 8.25 \text{ pulg}^2 = 53.22 \text{ cm}^2$$

$$l_c = 6.9 \text{ pie} = 210.31 \text{ cm}$$

$$l_u = 17.5 \text{ pie} = 533.4 \text{ cm}$$

$$r_t = 1.77 \text{ pulg} = 4.5 \text{ cm}$$

$$I_x = 98 \text{ pulg}^4 = 4079 \text{ cm}^4$$

$$d/A_f = 2.65$$

$$w = 28 \text{ lb/pie} = 0.42 \text{ Kg/cm}$$

Como $l_c = 210.31 \text{ cm} < l = 400 \text{ cm} < l_u = 533.4 \text{ cm}$
se trata de una columna no compacta y sin pandeo lateral torsional, por lo tanto el esfuerzo de flexión permisible es :

$$\sigma_f = 0.6\sigma_y = 0.6 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_f = 1521.6 \text{ Kg/cm}^2$$

Por otro lado el esfuerzo de flexión actuante σ'_f es :

$$\sigma'_f = \frac{M_{\max}}{S_x} = \frac{5273.48 \text{ Kg-m} \times 100}{398.2 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma'_f = 1324.33 \text{ Kg/cm}^2$$

Como $\sigma'_f < \sigma_f$ el perfil W 8x28 no fallará por flexión.

El esfuerzo por corte σ_v permisible es :

$$\sigma_v = 0.4\sigma_y = 0.4 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_v = 1014.4 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo por corte actuante σ'_v es :

$$\sigma'_v = \frac{V_{\max}}{A} = \frac{R_c}{A} = \frac{6039 \text{ Kg}}{53.22 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma'_v = 113.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Como $\sigma'_v < \sigma_v$ el perfil no fallará por corte.

La flecha máxima δ_{\max} para este caso es :

$$\delta_{\max} = \frac{2 \times F \times (245)^3 \times (155)^2}{E \times I \times 3 \times 3 \times (245) + 155^2}$$

$$\delta_{\max} = \frac{2 \times 9069 \times (245)^3 \times (155)^2}{3 \times 2 \times 10^6 \times 4079 \times (3 \times 245 + 155)^2}$$

$$\delta_{\max} = 0.33 \text{ cm}$$

Como la AISI recomienda que :

$$\frac{\delta_{\max}}{L} < \frac{1}{360}$$

$$\frac{0.33 \text{ cm}}{400 \text{ cm}} = 8.25 \times 10^{-4} < \frac{1}{360}$$

Lo que indica que no fallará por deflexión, por lo que el perfil W 8x28 es el correcto.

5.1.4. Resumen

Para la construcción de los pórticos se utilizarán :

- a) Para las vigas se seleccionaron 4 perfiles W 12x19.
- b) Para las columnas se eligieron 12 perfiles W 8x28.

5.2. Cálculo de la Estructura de la Puerta

5.2.1. Fuerzas Actuantes sobre los Elementos de la Puerta

Del cuadro de resultados del programa, el pe-

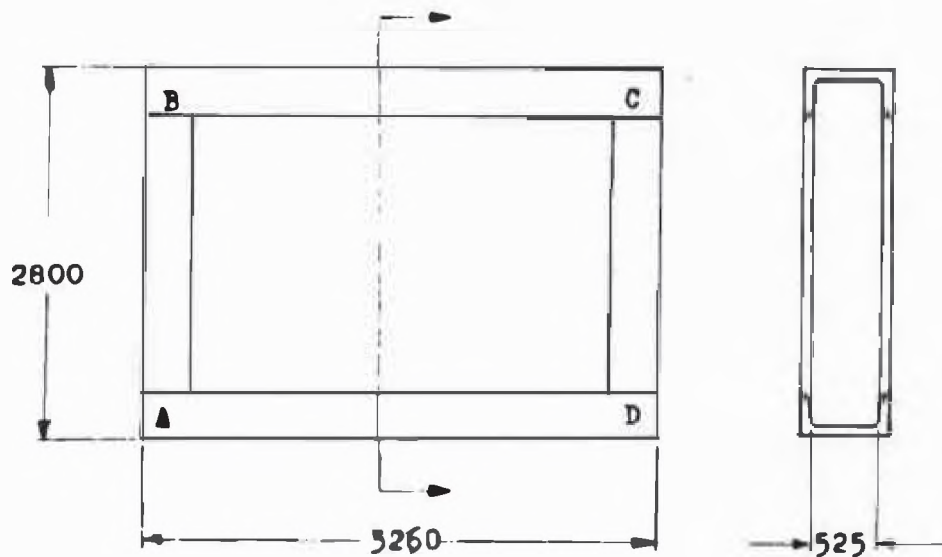
se de la mampostería de la pared, que es igual al de la puerta, es :

$$W_p = 3919.58 \text{ Kg}$$

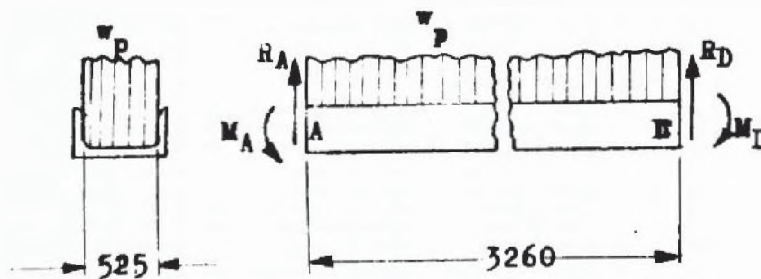
Del mismo cuadro se obtiene que el espesor de la mampostería e_p es :

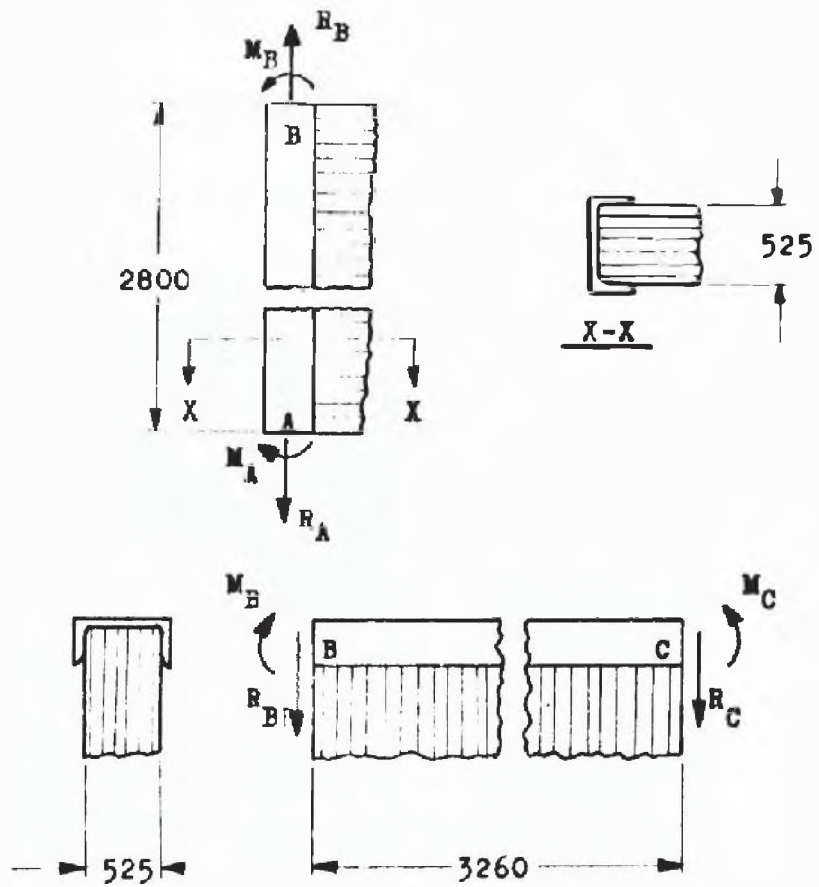
$$e_p = 0.525 \text{ m}$$

El esquema de la estructura de la puerta es :



En los elementos \overline{AD} , \overline{AB} y \overline{BC} , se tiene :





$$w_p = \frac{w_D}{3.26\text{m}} = \frac{3919.58\text{Kg}}{3.26\text{m}}$$

$$w_p = 1202.32\text{Kg/m}$$

$$R_A = R_B = R_C = R_D$$

$$R_A = \frac{w_p \times l}{2} = \frac{1202.32 \times 3.26}{2}$$

$$R_A = R_B = R_C = R_D = 1959.78\text{Kg}$$

$$M_A = M_B = M_C = M_D$$

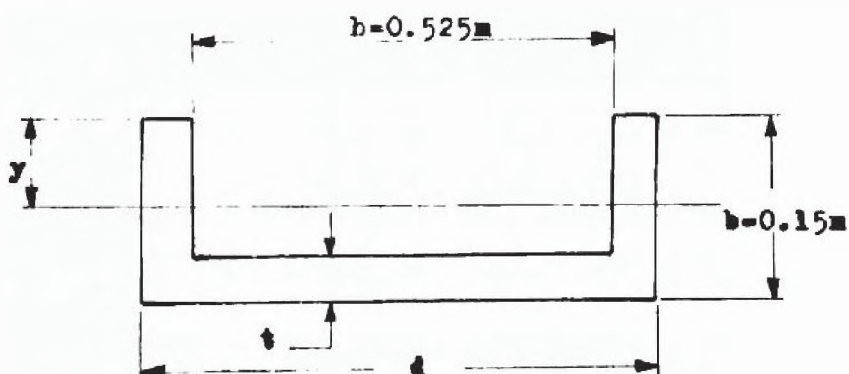
$$M_A = \frac{w_p (1)^2}{12} = \frac{1202.32 \times (3.26)^2}{12}$$

$$M_A = M_B = M_C = M_D = 1064.81 \text{Kg-m}$$

5.2.2. Cálculo de la Viga AD

Como en el mercado no hay canales estructurales con un ancho interior igual al espesor de la mampostería ($e_p = 0.525\text{m}$), tendremos que confeccionarla con plancha de acero estructural, del cual tendremos que calcular su espesor "t".

El canal estructural tendrá las dimensiones siguientes :



Como la viga está sometida a flexión simple y se la considere como empotrada en ambos extremos con carga uniformemente repartida, se tiene :

$$S_y = \frac{M_{\max}}{\sigma_f} = \frac{M_{\max}}{0.6\sigma_y} = \frac{1064.81 \text{Kg-m}}{0.6 \times 25.36 \times 10^6 \text{Kg/m}^2}$$

$$S_y = 6.97 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Però como :

$$S_y = \frac{I_y}{y}$$

$$I_y = \frac{2 \times t \times b^3}{3} + h \times t^3 - A \times (b - y)^2$$

$$A = b \times d - h \times (b - t)$$

$$y = b - \frac{2 \times b^2 \times t + h \times t^2}{2 \times b \times d - 2 \times h \times (b - t)}$$

Per lo tanto :

$$I_y = \frac{2t(0.15)^3 + 0.525t^3}{3} - [0.15(0.525 + 2t) - 0.525(0.15 - t)] [0.15 - (0.123 - 0.318t)]^2$$

$$I_y = 0.0915t^3 - 0.0141t^2 + 1.65 \times 10^{-3}t$$

$$y = 0.15 - \frac{2(0.15)^2t + 0.525t^2}{2(0.15)(0.525 + 2t) - 2(0.525)(0.15 - t)}$$

$$y = 0.123 - 0.318t$$

$$S_y = 6.97 \times 10^{-5} = \frac{0.0915t^3 - 0.0141t^2 + 1.65 \times 10^{-3}t}{0.123 - 0.318t}$$

Luego :

$$9.15t^3 - 1.42t^2 + 1.7 \times 10^{-1}t - 8.57 \times 10^{-4} = 0$$

Resolviendo la ecuación por el método de división, se tiene :

$$t = 0.0052\text{m} = 0.207 \text{ pulg}$$

Para mayor seguridad tomaremos una plancha de 1/4 de pulgada y verificando por corte, tenemos que el esfuerzo permisible σ_v es :

$$\sigma_v = 0.4 \sigma_y = 0.4 \times 25.36 \times 10^6 \text{ Kg/m}^2$$

$$\sigma_v = 10.14 \times 10^6 \text{ Kg/m}^2$$

El esfuerzo cortante actuante σ'_v es :

$$\sigma'_v = \frac{R_A}{A} = \frac{1959.78 \text{ Kg}}{5.23 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\sigma'_v = 2.67 \times 10^{-6} \text{ Kg/m}$$

Como $\sigma'_v < \sigma_v$ el perfil confeccionado con plancha de 1/4" no fallará por corte.

Verificando por flexión, para un elemento empotrado en ambos extremos con carga uniformemente repartida, la flecha máxima δ_{\max} es :

$$\delta_{\max} = \frac{w_p L^4}{384EI}$$

$$\delta_{\max} = \frac{1202.32 \text{ Kg/m} \times (3.26)^4 \text{ m}^4}{384 \times 2 \times 10^{10} \text{ Kg/m}^2 \times 9.93 \text{ m}^4}$$

$$\delta_{\max} = 1.78 \times 10^{-3} \text{ m}$$

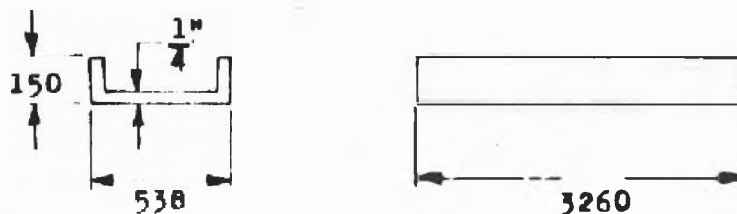
Como la AISC recomienda :

$$\frac{\delta_{\max}}{L} < \frac{1}{360}$$

$$\frac{1.78 \times 10^{-3} \text{ m}}{3.26 \text{ m}} = 5.46 \times 10^{-4} < \frac{1}{360}$$

Lo que indica que no fallará por deflexión.

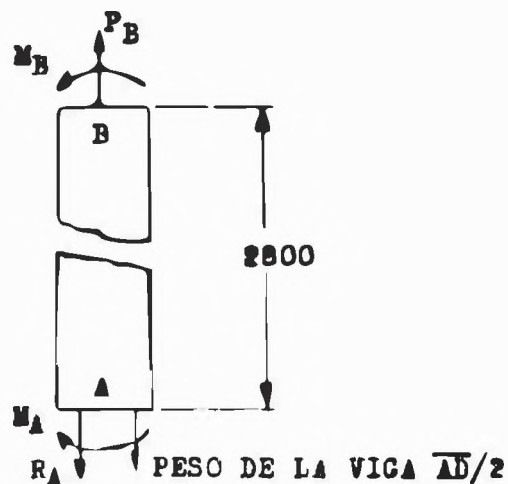
Por lo tanto el canal se confeccionará con plancha de acero estructural A-36 de 1/4" de espesor con las siguientes dimensiones :



5.2.3. Cálculo de los perfiles \overline{AB} y \overline{CD}

Para los perfiles \overline{AB} y \overline{CD} utilizaremos el mismo espesor de plancha para confeccionarlos, solo comprobaremos dicho espesor para la carga a la cual está sometida.

El perfil está sometido a una tracción flexión por lo tanto :



$$P_B = R_A + \frac{\text{Peso de la viga } \overline{AD}}{2}$$

El volumen de la viga \overline{AD} es :

$$\text{Vol}_{\overline{AD}} = A \times L = 5.23 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times 3.26 \text{ m}$$

$$\text{Vol}_{\overline{AD}} = 0.017 \text{ m}^3$$

El peso de la viga \overline{AD} es :

$$\text{Peso}_{\overline{AD}} = \text{Vol}_{\overline{AD}} \times \text{Peso espec.}$$

$$\text{Peso}_{\overline{AD}} = 134 \text{ Kg}$$

Por lo tanto :

$$P_B = 2093.79 \text{ Kg}$$

El peso equivalente P_{Beq} según AISC es :

$$P_{\text{Beq}} = P_B + 0.2 \times M_{\text{max}}$$

$$P_B \text{ en Lbs. y } M_B = M_{\text{max}} \text{ en Lb-pulg}$$

$$P_{\text{Beq}} = 4606.34 + 0.2 \times 92227.63$$

$$P_{\text{Beq}} = 23051.866 \text{ Lbs} = 10478.12 \text{ Kg}$$

Con este P_{Beq} hallamos el área de la sección recta "A" :

$$A = \frac{P_{\text{Beq}}}{\sigma_t} = \frac{P_{\text{Beq}}}{0.6\sigma_y} = \frac{10478.12 \text{ KG}}{0.6 \times 25.36 \text{ KG/m}^2}$$

$$A = 6.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Como el área "A", según las dimensiones que se le va a dar al perfil, es :

$$A = 2(0.15)t + (0.525)t$$

$$6.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.825t$$

$$t = 8.24 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.032 \text{ pulg}$$

Como en este caso el espesor "t" es menor que el espesor de la plancha (1/4") elegida para confeccionar el perfil, este no fallará a la carga sometida.

5.2.4. Perfil para la Viga \overline{BC}

Para la viga transversal superior \overline{BC} se toma por consideración de construcción el mismo perfil que hemos confeccionado para los elementos \overline{AB} , \overline{CD} y \overline{AD} , con la cual terminamos de construir el marco estructural de la puerta.

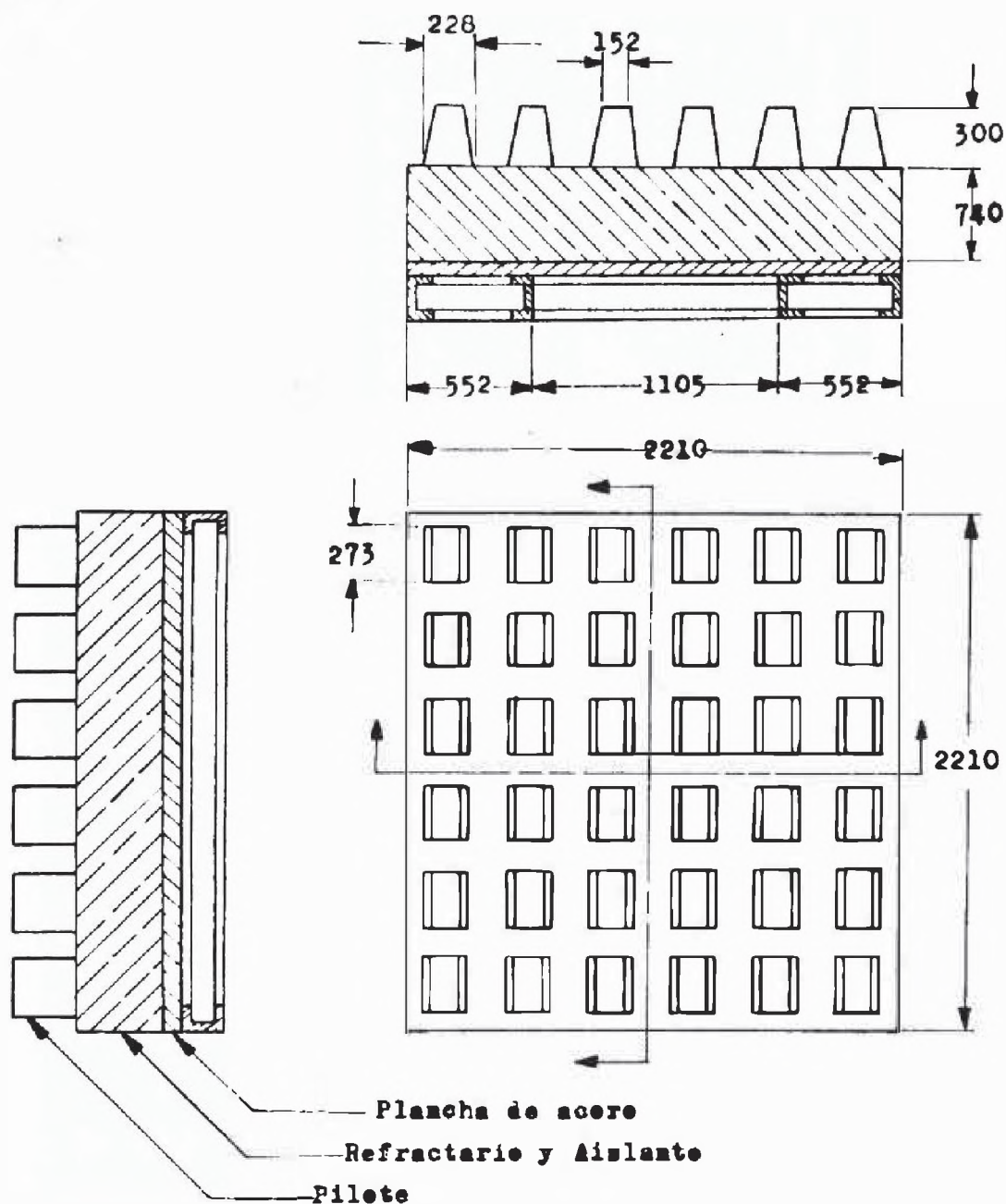
5.2.5. Resumen

- a) Para la construcción del marco de la puerta, se han confeccionado los perfiles de plancha de acero estructural A-36 de 1/4" de espesor, porque en el mercado no hay canales estructurales con un ancho interior de 0.525m que es el espesor de la mampostería de la puerta.

b) Las dimensiones correspondientes de los perfiles se observan en los puntos 5.2.1. y 5.2.2.

5.3. Cálculo de la Estructura de la Solera Móvil

El esquema que representa a la solera es el siguiente :



5.3.1. Cálculo del Peso Total de la Solera

a) Peso de la Parrilla de Acero Fundido (W_{parrilla})

El área cédida de la parrilla será :

$$A_{\text{parrilla}} = 0.7 \times 2.21 \times 2.21 = 3.42\text{m}^2$$

El espesor de la parrilla será aproximadamente de 50cm, por lo tanto el volumen será :

$$V_{\text{parrilla}} = 0.17\text{m}^3$$

Como el peso específico del acero fundido es de $7239.63\text{Kg}/\text{m}^3$, el peso de la parrilla será :

$$W_{\text{parrilla}} = 7239.63\text{Kg}/\text{m}^3 \times 0.17\text{m}^3$$

$W_{\text{parrilla}} = 1238\text{Kg}$

b) Peso de los Pilotes de Refractario (W_{parrilla})

Las dimensiones y forma que tomarán los pilotes por necesidad de construcción se observan en el esquema.

Los pilotes son del mismo material que el refractario, o sea que sus propiedades son :

- Peso específico de $1.83 \times 10^{-3}\text{Kg}/\text{cm}^3$
- Esfuerzo de fluencia a la compresión a 1450°C es de $1.76\text{Kg}/\text{cm}^2$

Tomando un factor de seguridad de 3, el es fuerza a la compresión permisible será :

$$\sigma_c = \frac{\sigma_y}{3} = \frac{1.76 \text{Kg/cm}^2}{3} = 0.59 \text{Kg/cm}^2$$

Verificando el área de la sección recta del pilote, se tiene :

$$\frac{\text{Peso de la carga} + \text{peso de parrilla}}{36 \times \sigma_c} \leq \frac{\text{área}}{\text{mín.}}$$

$$\frac{4500 \text{Kg} + 1238 \text{Kg}}{36 \times 0.59 \text{Kg/cm}^2} \leq 15.2 \text{cm} \times 27.3 \text{cm}$$

$$270 \text{cm}^2 \leq 415 \text{cm}^2$$

Por lo tanto el pilote se aguantará la carga máxima que se le vá ha imponer.

El volumen de cada pilote será :

$$\frac{(15.2 + 22.8) \times 30 \times 27.3}{2} = 15.56 \text{ cm}^3$$

El peso del pilote será :

$$1.83 \times 10^{-3} \text{Kg/cm}^3 \times 15.56 \text{cm}^3 = 28.5 \text{Kg}$$

El peso total de los 36 pilotes W_{pilotes}

es :

$$W_{\text{pilotes}} = 1025.15 \text{Kg}$$

c) Peso de la Mampostería ($W_{mamp.}$)

Del cuadro de resultados del programa tenemos que los pesos del refractario y aislante de la celera son 3344.61Kg y 879.10Kg respectivamente.

Verificando la mínima área del refractario y aislante, tenemos :

$$A_{min \text{ refract}} < 221cm \times 221cm$$

$$\frac{(4500+1238+1025.5)Kg}{0.59Kg/cm^2} < 48841cm^2$$

$$11463cm^2 < 48841cm^2$$

$$A_{min \text{ aislante}} < 48841cm^2$$

$$\frac{(6763.5+3344.6)Kg}{0.4Kg/cm^2} < 48841cm^2$$

$$25270cm^2 < 48841cm^2$$

Con estas dos premisas verificamos que la superficie de 2.21m x 2.21m de la mampostería es el correcto y que su peso es:

$$W_{mamp} = 4582.5Kg$$

d) Peso de la Carga (W_{carga})

El peso máximo de la carga que se va a ha pro

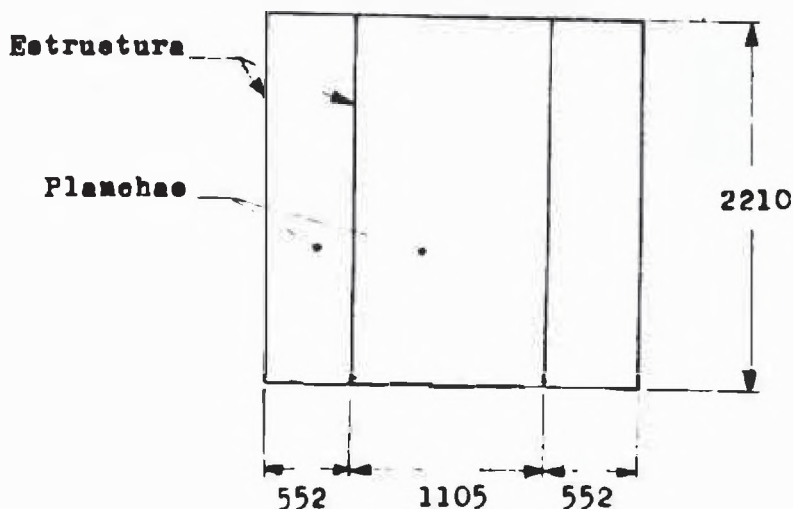
cesar en :

$$W_{\text{carga}} = 4500\text{Kg}$$

5.3.2. Cálculo de la Plancha Base

La plancha base que se colocará sobre la estructura será de acero estructural A-36, con un esfuerzo a la fluencia de $\sigma_y = 2536\text{Kg/cm}^2$

La disposición de las planchas en la estructura de la solera es como se muestra :



Calcularemos el espesor de la plancha en base a la plancha central que es la que recibe la mayor carga. Para planchas rectangulares apoyadas en los bordes y con carga uniformemente repartida en toda la superficie, según la fórmula de GRASHOF, el espesor "t" es :

$$t = 0.75 \sqrt{\frac{WxLx1}{\sigma(L^2+1^2)}}$$

W = Carga total (Kg)

L = Lado mayor (cm)

l = Lado menor (cm)

σ = Esfuerzo permisible (Kg/cm²)

Tomando un factor de seguridad de 3, tendremos :

$$\sigma = \frac{\sigma_y}{3} = \frac{2536 \text{Kg/cm}^2}{3} = 845 \text{Kg/cm}^2$$

La carga total que soporta la plancha central es :

$$W = \frac{(4500 + 1238 + 1025.15 + 4582.58) \text{Kg}}{3}$$

$$W = 5673 \text{Kg}$$

Por lo tanto el espesor de la plancha será :

$$t = 0.75 \sqrt{\frac{5673 \text{Kg} \times 221 \text{cm} \times 110.5 \text{cm}}{845 \text{Kg/cm}^2 \times (221^2 + 110^2) \text{cm}^2}}$$

$$t = 1.22 \text{cm} = 1/2''$$

Luego el volumen de la plancha base será :

$$V_{\text{Plancha}} = 221 \text{cm} \times 221 \text{cm} \times 1.27 \text{cm}$$

$$V_{\text{Plancha}} = 62028 \text{cm}^3$$

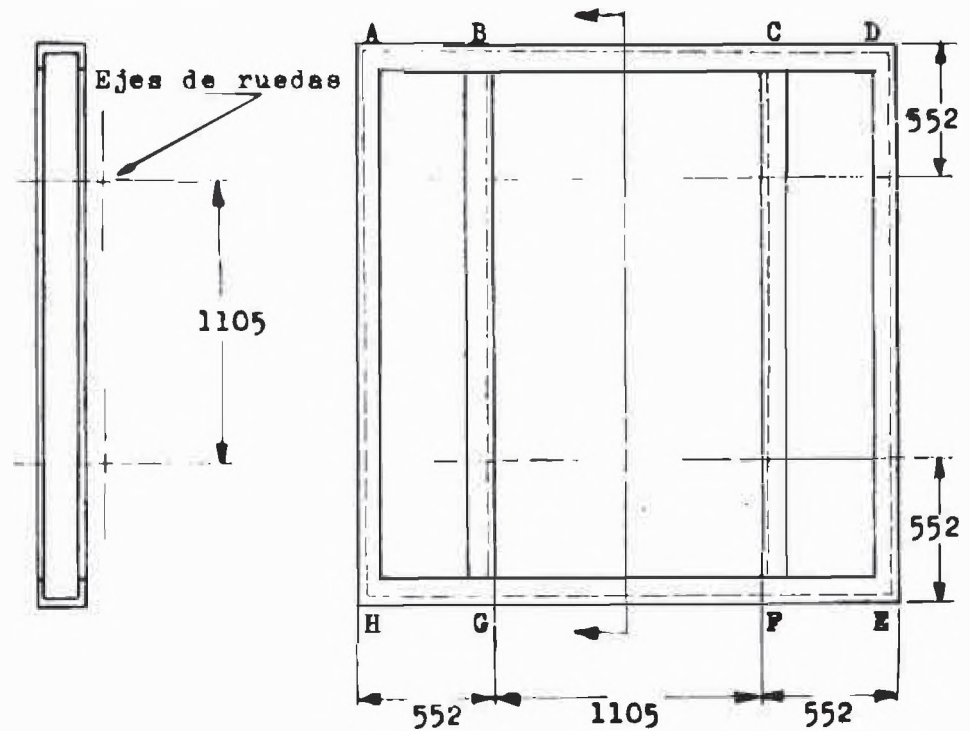
El peso de la plancha base será :

$$W_{\text{Plancha}} = 62028 \text{cm}^3 \times 7.84 \times 10^{-3} \text{Kg/cm}^3$$

$$W_{\text{Plancha}} = 487 \text{Kg}$$

5.3.3. Cálculo de los Perfiles de la Estructura

El esquema siguiente representa la estructura de la celera :



a) Cálculo de la Viga AH ó DE

El peso total que soportará la estructura es de :

$$W_{total} = W_{Parrilla} + W_{Pilotes} + W_{mamp} + W_{carga} + W_{Plancha}$$

$$W_{total} = 1238 + 1025.15 + 4582.58 + 4500 + 487$$

$$W_{total} = 11832.73 \text{ Kg}$$

El peso que soportará la viga \overline{AH} es :

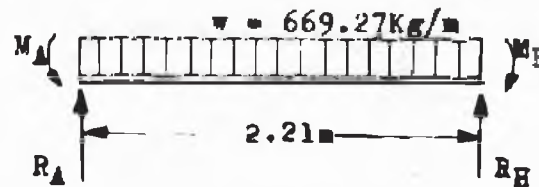
$$\frac{11832.73}{8} = 1479\text{Kg}$$

El peso por unidad de longitud w es :

$$w = \frac{1479\text{Kg}}{2.21\text{m}} = 669.27 \text{ Kg/m}$$

El diagrama de cuerpo libre para la viga

es :



La viga está empotrada en ambos extremos y sometida a una carga uniformemente repartida, por lo tanto :

$$V_{\max} = R_A = R_H = \frac{w \times L}{2} = \frac{669.27 \times 2.21}{2}$$

$$V_{\max} = 739.54\text{Kg}$$

$$M_{\max} = M_A = M_H = \frac{w \times L^2}{12} = \frac{669.27 \times 2.21^2}{12}$$

$$M_{\max} = 272.39 \text{ Kg-m}$$

Como está sometida a flexión simple, se

tiene :

$$S_x = \frac{M_{\max}}{\sigma_f} = \frac{M_{\max}}{0.6\sigma_y} = \frac{272.39\text{Kg-m} \times 100}{0.6 \times 2536\text{Kg/cm}^2}$$

$$S_x = 17.9 \text{ cm}^3 = 1.08 \text{ pulg}^3$$

Con este valor, de las tablas de la AISC, seleccionamos un canal C3x5 donde :

$$S_x = 1.24 \text{ pulg}^3 = 20.32 \text{ cm}^3$$

$$A = 1.47 \text{ pulg}^2 = 9.48 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 1.35 \text{ pulg}^4 = 56.19 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 0.247 \text{ pulg}^4 = 10.29 \text{ cm}^4$$

$$\text{Peso} = 5 \text{ Lbs/pie} = 7.45 \text{ Kg/m}$$

La flecha máxima para este caso es :

$$\delta_{\max} = \frac{w \times L^4}{384EI} = \frac{669.27 \times (2.21)^4}{384 \times 2 \times 10^{10} \times 56.19 \times 10^{-8}}$$

$$\delta_{\max} = 3.69 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Como la AISC recomienda que :

$$\frac{\delta_{\max}}{L} < \frac{1}{360}$$

$$\frac{3.69 \times 10^{-3} \text{ m}}{2.21 \text{ m}} < \frac{1}{360}$$

$$\boxed{1.66 \times 10^{-3} < 2.77 \times 10^{-3}}$$

Por lo tanto el perfil no fallará por deflexión.

El esfuerzo por corte permisible es :

$$\sigma_v = 0.4 \sigma_y = 0.4 \times 2536 \text{Kg/cm}^2$$

$$\sigma_v = 1014.4 \text{Kg/cm}^2$$

El esfuerzo por corte actuante es :

$$\sigma_v' = \frac{V_{\max}}{A} = \frac{739.54 \text{Kg}}{9.48 \text{cm}^2}$$

$$\sigma_v' = 78.01 \text{Kg/cm}^2$$

Como el esfuerzo por corte actuante es menor que el esfuerzo por corte permisible, el perfil elegido no fallará por corte.

Por lo tanto el perfil canal 83x5 elegido es el correcto.

b) Cálculo de la Viga AD ó HE

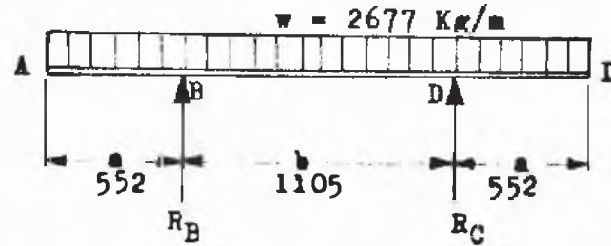
Considerandola como una viga simplemente apoyada con carga uniformemente repartida.

El peso por unidad de longitud será :

$$w = \frac{W_{\text{total}}}{2 \times L} = \frac{11832.73 \text{Kg}}{2 \times 2.21 \text{m}}$$

$$w = 2677 \text{Kg/m}$$

El diagrama de cuerpo libre, despreciando el peso de las vigas, es :



Para este caso la fuerza cortante máxima

es :

$$V_{\max} = R_B - R_C - w \times L/2 = \frac{2677 \times 2.21}{2}$$

$$V_{\max} = 2958 \text{ Kg}$$

El momento flector en B y C es :

$$M_B = M_C = \frac{w \times a^2}{2} = \frac{2677 \text{ Kg/m} \times (0.552)^2}{2}$$

$$M_B = M_C = 407.84 \text{ Kg-m}$$

El momento flector en la mitad de la viga

es :

$$M_{AD/2} = \frac{w}{8}(b^2 - 4a^2)$$

$$M_{AD/2} = \frac{2677}{8}(1.105^2 - 4 \times 0.552^2)$$

$$M_{AD/2} = \text{CERO}$$

Por lo tanto el momento flector máximo se produce en los apoyos y es :

$$M_{\max} = 407.84 \text{ Kg-m}$$

Como está sometida a flexión simple, se tiene :

$$S_x = \frac{M_{\max}}{0.6 \sigma_y} = \frac{407.84 \text{ Kg-m} \times 100}{0.6 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_x = 26.75 \text{ cm}^3 = 1.63 \text{ pulg}^3$$

Con este valor, del manual de la AISC, seleccionamos un canal C5x6.7, donde :

$$S_x = 3.00 \text{ pulg}^3 = 49.16 \text{ cm}^3$$

$$k = 1.97 \text{ pulg}^2 = 12.7 \text{ cm}^2$$

$$I_x = 7.49 \text{ pulg}^4 = 311.75 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 0.479 \text{ pulg}^4 = 19.93 \text{ cm}^4$$

$$\text{Peso} = 6.7 \text{ Lbs/pie} = 10 \text{ Kg/m}$$

Para este caso la flecha en los extremos es:

$$\delta = \frac{w x a}{24EI_x} (b^3 - 6a^2b - 3a^3)$$

$$\delta_{AB} = \frac{2677 \times 0.552 (1.105^3 - 6 \times 0.552^2 \times 1.105 - 3 \times 0.552^3)}{24 \times 2 \times 10^{10} \times 311.75 \times 10^{-8}}$$

$$\delta_{AB} = -1.56 \times 10^{-3} \text{ m}$$

En el segmento intermedio la flecha es :

$$\delta = \frac{w \times b}{384EI} (5b^2 - 24a^2)$$

$$\delta_{BC} = \frac{2677 \times 1.105^2 (5 \times 1.105^2 - 24 \times 0.552^2)}{384 \times 2 \times 10^{10} \times 311.75 \times 10^{-8}}$$

$$\delta_{BC} = -1.64 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Como :

$$\frac{\delta_{AB}}{a} = \frac{1.56 \times 10^{-3}}{0.552} = 2.03 \times 10^{-3} < \frac{1}{360}$$

$$\frac{\delta_{BC}}{b} = \frac{1.64 \times 10^{-4}}{1.105} = 1.48 \times 10^{-4} < \frac{1}{360}$$

El perfil no fallará por flexión.

El esfuerzo permisible por corte es :

$$\sigma_v = 0.4 \sigma_y = 0.4 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_v = 1014.4 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo actuante es :

$$\sigma_v' = \frac{V_{\max}}{A} = \frac{2958 \text{ Kg}}{12.7 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_v' = 232.91 \text{ kg/cm}^2$$

Como el esfuerzo cortante actuante es menor que el esfuerzo cortante permisible, no fallará

por corte el perfil elegido.

Por lo tanto el canal C5x6.7
seleccionado es el correcto

e) Cálculo de la Viga \overline{BG} ó \overline{CF}

Para las vigas \overline{BG} y \overline{CF} que tienen la misma distribución de cargas, al igual que las mismas dimensiones entre apoyos, lo mismo que la longitud es igual que para las vigas \overline{AD} y \overline{HE} y despreciando los pesos de estas y de las otras vigas; eligiramos los mismos perfiles que el de las vigas \overline{AD} y \overline{HE} .

5.3.4. Resumen

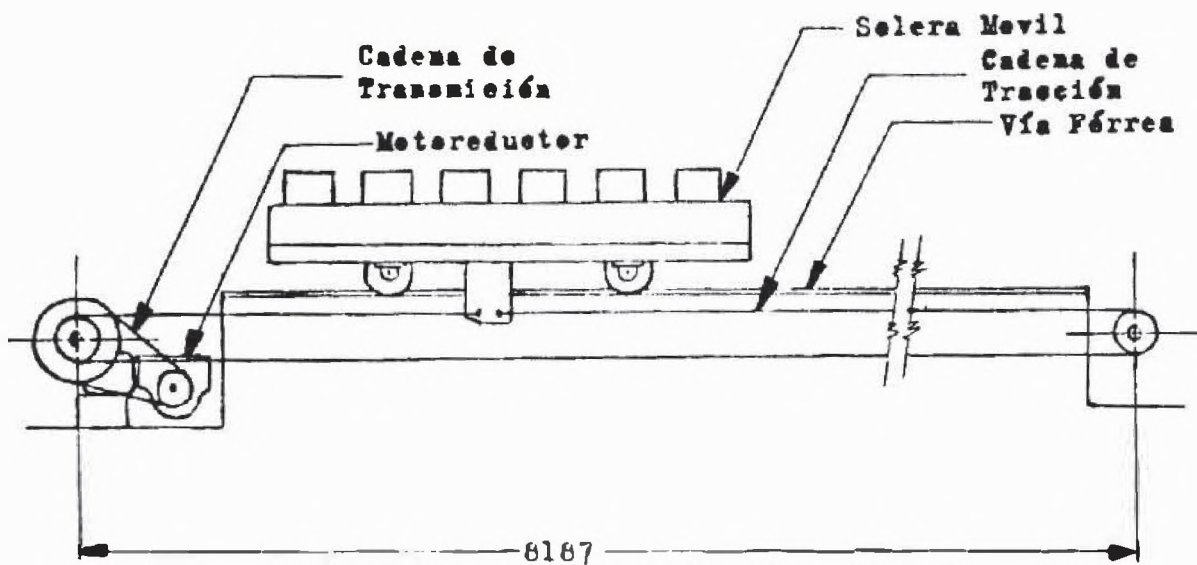
- a) Para la plancha base de 2.21m x 2.21m, se ha seleccionado una plancha de acero A-36 de 1/2".
- b) Para las vigas del extremo izquierdo y derecho de la estructura de la celera, se ha elegido 2 vigas canales C3x5 con una longitud de 2.21m.
- c) Para las vigas frontal y posterior, los perfiles son canales C5x6.7 .
- d) Para las vigas intermedias, son 2 canales C5x6.7.

CAPITULO 6

SISTEMA DE ACCIONAMIENTO MECANICO

6.1. Accionamiento Mecánico de la Solera

El esquema más simple del sistema es el siguiente :



El peso que debe mover el mecanismo es :

$$W_{\text{total Solera}} = W_{\text{parrilla}} + W_{\text{pilotes}} + W_{\text{masa}} + W_{\text{carga}} + W_{\text{estructura}}$$

$$W_{\text{total Solera}} = 1238 + 1025.15 + 4582.58 + 4500 + 121.22$$

$$W_{\text{total Solera}} = 11467 \text{ Kg}$$

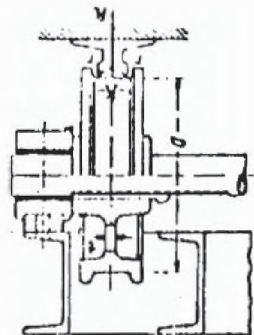
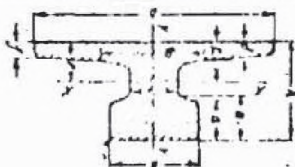
El conjunto está compuesto por el sistema de transmisión, el sistema de tracción y el sistema de solera.

6.1.1. Sistema de Transmisión

a) Selección de los Gurriles de la Vía Portea

Según las normas DIN 536 del cuadro muestra-
do, la carga puntual "H" en cada rueda será :

Características técnicas
 (Véase tabla 1011). Presión de la rueda
 en kilogramos $H = 11 \cdot k_1$ (medida en cm).
 donde D = diámetro, k_1 = coeficiente
 admisible en kg/cm².
 $k_1 = k - 2r =$ anchura (cm)



Medidas en milímetros											
Parte	k	h	b	r	a	a ₁	w	c	d	f	H
101	40	40	120	4	20	24	24	14,5	11	8	54
102	50	60	150	5	25	24,5	31	17,5	12,5	9	60
103	60	75	175	6	30	34	38	20	14	10	78
104	70	85	200	8	35	39,5	45	23	16,5	11	90
105	80	100	220	10	40	42,5	50	25	18,5	12	100
106	90	110	250	10	45	47,5	60	25	19,5	12	110
107	100	120	270	10	50	52,5	72	26	20	14	120

Presión = 20 N de presión (medida en kg/cm²)
 Presión = 40 N de presión (medida en kg/cm²)

$$H = \frac{\text{Total sobre}}{4} = \frac{11467 \text{ Kg}}{4}$$

$$H = 2869 \text{ Kg}$$

Como la carga de cada rueda sobre el carril
 viene expresado por :

$$H = D \times P \times K_1$$

Para una rueda de hierro fundido con :
 - Diámetro "D" de 30cm.
 - Coeficiente admisible "K₁" de 30Kg/cm².

La anchura útil K_1^i será :

$$K_1^i = \frac{R}{D_{xp}} \frac{2869Kg}{30cm \times 30Kg/cm^2}$$

$$K_1^i = 3.18cm$$

Por lo tanto elegimos un carril KS22, donde:

$$K = 4.5cm$$

$$r = 0.4cm$$

Como la anchura útil admisible K_1 es :

$$K_1 = K - 2r$$

$$K_1 = 4.5 - 2(0.4) = 3.7$$

Como $K_1^i < K_1$, el carril KS22 elegido es el correcto.

b) Cálculo del Eje de la Rueda

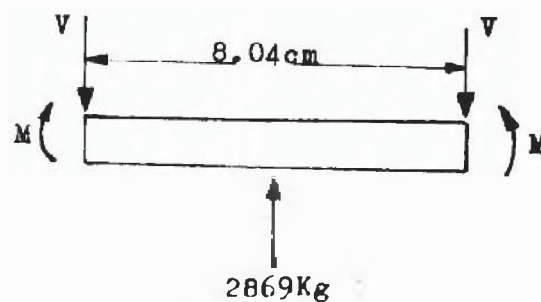
El eje que va a estar fijo en la rueda y apoyado en ambos extremos por chumaceras, teniendo un giro lento, no se calculará por fatiga sino como un caso de esfuerzo estático.

Como la anchura "K" del carril es de 4.5cm y haciendo el espesor de las pestañas de la rueda igual a 0.5cm, el ancho total de la rueda será de 5.5cm; si la holgura entre la rueda y la chumacera

la hacemos igual a 1.27cm(1/2"), la longitud efectiva del eje afectada por el esfuerzo a la flexión es de :

$$1.27 + 5.5 + 1.27 = 8.04\text{cm}$$

El diagrama de cuerpo libre del eje es :



$$V_{\max} = V = \frac{2869\text{Kg}}{2} = 1434.5\text{Kg}$$

$$M_{\max} = M = \frac{R \times L}{8} = \frac{2869\text{Kg} \times 8.04\text{cm}}{8}$$

$$V_{\max} = 1434.5\text{Kg}$$

$$M_{\max} = 2883.34\text{Kg-cm}$$

Según la ASME, el esfuerzo a la flexión simple para un eje de acero SAE 1045 con canal chavetero es de:

$$\sigma_f = 0.75 \times 16,000 \text{ Lbs/pulg}^2$$

$$\sigma_f = 12,000 \text{ Lbs/pulg}^2 = 845.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Por otro lado se sabe que el esfuerzo de flexión actuante es :

$$\sigma_f = \frac{M_{\max} \times D/2}{I} = \frac{M_{\max} \times D/2}{\frac{\pi \times D^4}{64}} < \sigma_f$$

$$\frac{2883.34 \times D/2 \times 64}{\pi \times D^4} < 845.5$$

Por lo tanto el diámetro del eje debe ser :

$$D > 3.26 \text{ cm}$$

e) Selección de las Chumaceras de las Ruedas

Como son cuatro las ruedas, cada rueda soporta por dos chumaceras y como el eje tiene giro lento, estas chumaceras las seleccionaremos en base a la carga estática y esta es :

$$C_0 = \frac{\text{Wtotal Soledad} \cdot 11467\text{Kg}}{8}$$

$$C_0 = 1433.37\text{Kg}$$

Del catálogo de la SKF para chumaceras de la serie SY escogemos :

$$8 \text{ chumaceras SY40PJ}$$

- Carga estática de 1693.9Kg
- Diámetro para eje de 40h9 - 40 -0.062 mm.

- Altura entre eje y base de 4.9 cm
- Rodamiento Y 238209BD2La
- Soporte SY508

d) Cálculo de la Rueda

La rueda será de fierro fundido y se escogerá por construcción un diámetro de rodadura "D" de :

$$D = 300\text{mm}$$

La ASME recomienda, para fierro fundido, que el diámetro del cubo de la rueda sea dos veces el diámetro del agujero para el eje. Como el diámetro del agujero para eje de la chumacera es de 40mm escogeremos un diámetro para el eje de 50mm para hacer rebajes de 0.50mm que sirven como topes para la chumacera; por lo tanto el diámetro del cubo de la rueda será :

$$D_c = 2 \times 50\text{mm} = 100\text{mm}$$

Como el agujero para el eje y el eje van a tener un ajuste de sistema de agujero único H7/s6, los diámetros del agujero y del eje son sus tolerancias respectivas serán :

$$\text{Diámetro del Agujero} = 50\text{H7} = 50 \begin{matrix} +0.025 \\ -0.000 \end{matrix}\text{mm}$$

$$\text{Diámetro del eje} = 50\text{s6} = 50 \begin{matrix} +0.025 \\ -0.009 \end{matrix}\text{mm}$$

El ancho de la banda de rodadura de la rueda debe ser igual al ancho "K" del carril KS22 elegido y esta es :

$$\text{Ancho de la banda de rodadura} = 4.5\text{cm}$$

El diámetro de la pestaña se hará igual al diámetro de rodadura "D" más dos veces el espesor "a" del carril KS22 :

$$\text{Diámetro de la pestaña} = 30\text{cm} + 2 \times 2\text{cm}$$

$$\text{Diámetro de la pestaña} = 34\text{cm}$$

El espesor de la pestaña será de 0.5cm.

El espesor "t" del alma de la rueda se calculará de la fórmula de BACH :

$$\sigma_{\max} \geq \frac{3 \times M}{4 \times r \times t^2} \left[1 + (1 + \sqrt{1 + \frac{2(0.45R-r)}{0.45 \times R \times K}}) \right]$$

Donde :

$$K = \frac{0.1R^2}{(r + 0.28R)^2}$$

$$R = \frac{D}{2} = \frac{30\text{cm}}{2} = 15\text{cm}$$

$$r = \frac{D_0}{2} = \frac{10\text{cm}}{2} = 5\text{cm}$$

Por lo tanto :

$$K = 0.603$$

Por otro lado :

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{\text{retura a tracción}}}{\text{Factor de Seguridad}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1546 \text{ Kg/cm}^2}{4}$$

$$\sigma_{\max} = 386.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Luego :

$$t^2 \geq \frac{3 \times 2881.06}{4\pi \times 5 \times 386.5} \cdot 1 + (1 + 0.35) \cdot 1 \cdot \frac{2(0.45 \times 15 - 5)}{0.45 \times 15 \times 0.603}$$

$$t \geq 0.53 \text{ cm}$$

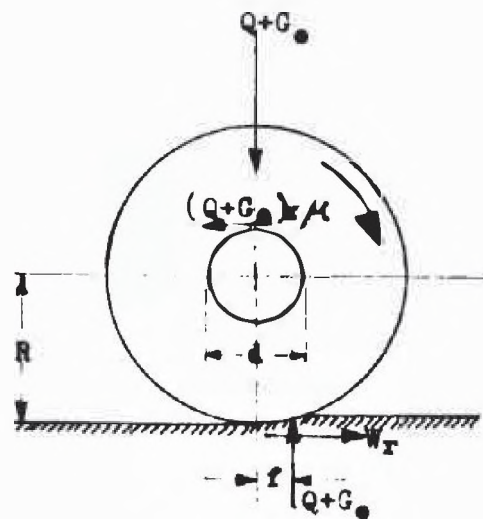
Hacemos :

$$t = 1.00 \text{ cm}$$

6.1.2. Sistema de Tracción

a) Cálculo de la Resistencia a la Tracción

Se sabe cada rueda de fierro fundido carga 2860 Kg, tiene un diámetro de rodadura "D" de 30 cm; el diámetro "d" del eje para los rodamientos de las chumaceras es de 4cm y que los carriles son de acero. Por lo tanto, para el diagrama de cuerpo libre de la rueda mostrada, la resistencia a la tracción por cada rueda W_x será :



$$W_r \times R = (Q + G) \frac{\mu d}{2} + f (Q + G)$$

$$W_r = \frac{Q + G}{R} \left(\frac{\mu d}{2} + f \right)$$

Donde :

- $R = \frac{30\text{cm}}{2} = 15\text{cm}$.
- " μ " es el Coeficiente de Rozamiento que según SKF, para rodamientos es aproximadamente de 0.05.
- " f " es el brazo de palanca del rozamiento de rodadura; que para fundición de fierro sobre acero es de 0.05cm aproximadamente.

Por lo tanto la resistencia a la tracción por cada rueda es :

$$W_r = \frac{2869\text{Kg}}{15\text{cm}} \left[0.05 \times \frac{5\text{cm}}{2} + 0.05\text{cm} \right]$$

$$W_r = 33.47\text{Kg}$$

La fuerza de tracción total F_T' será :

$$F_T' = 4W_r = 4 \times 33.47\text{Kg}$$

$$F_T' = 134\text{Kg}$$

b) Selección de la Cadena Transportadora

Según la tabla No.9 del apéndice, para una cadena transportadora "RENOLD" de acero normal con 1360Kg de carga a la retura, se tiene que la fuerza de tracción admisible " F_T " es :

$$F_T = \frac{\text{Carga de retura}}{\text{Factor de Seguridad}}$$

$$F_T = \frac{1369\text{Kg}}{5} = 272\text{Kg}$$

Elegimos el que tenga menor peso; que corresponde a la cadena de acero normal No.140128/12 cuyo peso es de 0.8Kg/m. Para una longitud de 16.374m, el peso total de la cadena será de 13.09 Kilogramos.

Por lo tanto, agregándole por seguridad el peso de la cadena a la fuerza de tracción total F_T' , la fuerza total actuante de tracción F será de :

$$F = F_T + 13.09 \text{kg}$$

$$F = 147 \text{kg}$$

Como :

$$F < F_T$$

Entonces la cadena transportadora "RENOLD" 140128/12 es la correcta y sus especificaciones principales son :

- Carga de rotura de 1360 Kg.
- Paso de 76.2 mm.
- Peso de 0.8 Kg/m.

c) Selección de la Rueda Transportadora

De la tabla No.10 del apéndice, para la cadena No.140128/12 "RENOLD", escogeremos la rueda más pequeña, que en este caso será la rueda No. 208391 "RENOLD" de :

- 8 dientes.
- Diámetro primitivo de 199.11mm.
- Paso de 76.2mm.
- Diámetro del agujero para eje máximo de 45mm.

La tolerancia para el ajuste con el eje se dará cuando se calcule el diámetro del eje.

6.1.3. Sistema de Tracción

a) Selección del Motorreductor

Considerando una velocidad de tracción de la solera de 5m/min, la potencia necesaria de tracción será :

$$Pot = F \times Velocidad = 147Kg \times 5m/min$$

$$Pot = 735Kg-m/min = 0.17HP$$

Sobredimensionando la potencia del motorreductor en un 50% a 60% por posibles irregularidades en las ruedas y rieles, fricción entre los engranajes de transmisión y los elementos de tracción, la potencia real será :

$$Pot \text{ real} = Pot \times 1.6$$

$$Pot \text{ real} = 0.27 \text{ HP}$$

Del catálogo de "DELCROSA", tabla No.11 del apéndice, elegimos un motorreductor cinfin SM 90 de :

- 0.6 HP de Potencia
- 45 RPM del eje de salida
- Motor trifásico NV 71b4 de 4 polos, 60 Hz, 1670 RPM, $\cos\phi=0.72$, eficiencia de 71%

b) Selección de la Transmisión por Cadena

La velocidad tangencial de la rueda transportadora es de 5m/min y su diámetro primitivo de 199.11mm; luego la velocidad angular debe ser de :

$$\omega = \frac{5\text{m/min}}{\frac{0.199\text{m}}{2}}$$

$$\omega = 50.22 \text{ Rad/min} = 8 \text{ RPM}$$

Como la velocidad angular del eje de salida del motorreductor es de 45 RPM, tendremos que seleccionar una transmisión de per cadena para reducir la velocidad angular de 45 RPM a 8 RPM.

Según "RENOLD", para velocidades bajas recomienda que el número mínimo de dientes del piñón "Z₁", varíe entre 17 a 20 dientes. Haciendo Z₁=17, la catalina tendrá :

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{8}{45}$$

$$Z_2 = 95.6 = 96 \text{ dientes}$$

La potencia de diseño de la cadena se expresa por :

$$HP_{\text{diseño}} = HP \times N_{fs}$$

De la tabla No.12 del apéndice, asumiendo que la reducción que transmite la potencia es de eje a winche, el valor del factor de servicio N_{fs} es de 1.8, por lo tanto la potencia de diseño de la cadena será :

$$HP_{diseño} = 0.17 \text{ HP} \times 1.8$$

$$HP_{diseño} = 0.306 \text{ HP}$$

La potencia nominal equivalente HP_e se expresa por :

$$HP_e = HP_{diseño} \times F_e$$

De la tabla No.14 del apéndice el factor de corrección " F_e " para piñón de 17 dientes es de 1.13 por lo tanto :

$$HP_e = 0.306 \times 1.13$$

$$HP_e = 0.345 \text{ HP}$$

De la tabla No.15 del apéndice para 0.345HP y velocidad angular del piñón de 45 RPM, seleccionamos una cadena ASA 50 de :

- Paso de $5/8"$
- Capacidad de HP/cadena = 0.62
- Para 50 RPM del piñón

El diámetro de paso del piñón " d_p " es :

$$d_p = \frac{Pase}{\text{Sen}\left(\frac{180}{Z_1}\right)} = \frac{5/8}{\text{Sen}\left(\frac{180}{17}\right)}$$

$$d_p = 3.4 \text{ pulg} = 87 \text{ mm}$$

El diámetro de paso de la catuñina " D_p " es :

$$D_p = \frac{Pase}{\text{Sen}\left(\frac{180}{Z_2}\right)} = \frac{5/8}{\text{Sen}\left(\frac{180}{96}\right)}$$

$$D_p = 19.1 \text{ pulg} = 485 \text{ mm}$$

Por lo tanto la velocidad " V " de la cadena será :

$$V = \frac{\pi d_p \times (\text{RPM})}{12} = \frac{\pi \times 3.4 \text{ pulg} \times 45 \text{ RPM}}{12}$$

$$V = 40 \text{ pie/min}$$

Según la tabla No.13 del apéndice, la velocidad máxima para una cadena ASA 50 con lubricación manual es de 250 pie/min, por lo tanto la cadena está dentro del rango de velocidad.

La distancia entre centros " C " de la catuñina y el piñón se expresa por :

$$C = C_p \times Pase$$

Donde :

$$30 \text{ pasos} \leq C_p \leq 50 \text{ pasos}$$

Asumiendo $C_p = 35$ pasos; la longitud " L_p " en pasos de la cadena es :

$$L_p = 2C_p + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 - z_2)^2}{4 \cdot C_p}$$

$$L_p = 2 \times 35 + \frac{17+96}{2} + \frac{(17-96)^2}{4 \cdot 35}$$

$$L_p = 132 \text{ pasos}$$

La longitud de la cadena será :

$$L = 132 \times 5/8''$$

$$L = 82 \frac{1}{2}'' = 2.10\text{m}$$

El valor correcto de C_p será:

$$132 = 2C_p + \frac{17 + 96}{2} + \frac{(17 - 96)^2}{4 \cdot C_p}$$

$$C_p = 35.52 \text{ pasos}$$

Por lo tanto la distancia entre centros "C"

es :

$$C = 35.52 \times 5/8''$$

$$C = 22.2 \text{ pulg} = 0.564\text{m}$$

De la tabla No.15 del apéndice, se tiene :

$$HP_{\text{corregido/cadena}} = K_s \times HP_{\text{cadena}}$$

De la tabla No.16 del apéndice, para piñón de 17 dientes, el factor de corrección " K_s " es 1.00 por lo tanto :

$$HP_{\text{corregido/cadena}} = 1.00 \times 0.62HP$$

$$HP_{\text{corregido/cadena}} = 0.62HP$$

El número de cadenas necesarias es :

$$\text{No. de cadenas} = \frac{HP}{HP_{\text{corregido/cadena}}}$$

$$\text{No. de cadenas} = \frac{0.345}{0.620} = 0.55$$

$$\boxed{\text{No. de cadenas} \approx 1}$$

Luego, para la transmisión por cadena de rodillos se elegirá una cadena "RENOLD" :

- ASA 50
- Paso de 5/8"

Según la tabla No.17 del apéndice se elegirá un piñón "RENOLD" ASA 50 tipo B No.50b17 con :

- Paso de 5/8"
- 17 dientes

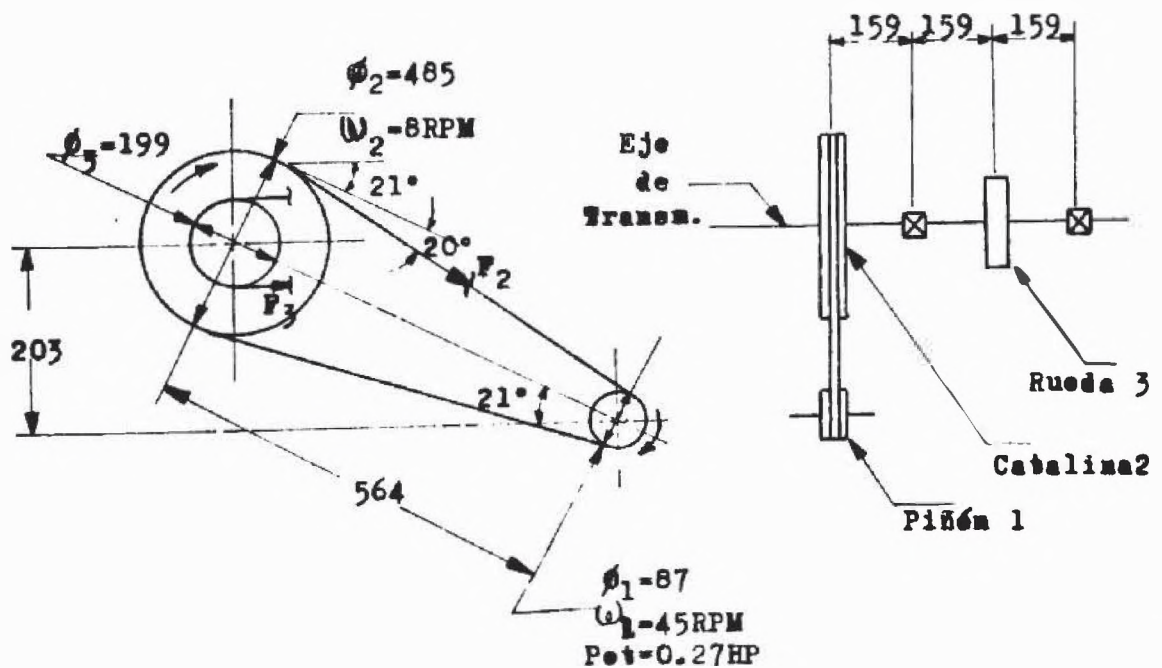
- Diámetro de paso de 3.4pulg.
- Agujero estandar para eje de 5/8"
- Agujero máximo para eje de 1 7/8"

La catalina "RENOLD" ASA 50 que se ha elegido es del tipo B No.50B96, con :

- Paso de 5/8"
- 96 dientes
- Diámetro de paso de 19.1 pulg
- Agujero estandar para eje de 2 3/4"
- Agujero máximo para eje de 4 1/4"

e) Cálculo del Eje de Transmisión

El esquema que representa al eje de transmisión es :



Come :

$$P_{\text{ot}} = \text{TORQUE} \times \omega_2$$

$$\text{TORQUE} = T = \frac{0.27\text{HP}}{6\text{RPM}} = \frac{20.53\text{Kg-m/seg}}{50.26 \text{ Rad/min}}$$

$$T = 24.50 \text{ Kg-m}$$

Per lo tanto :

$$F_2 = \frac{24.50\text{Kg-m}}{\frac{0.485\text{m}}{2}}$$

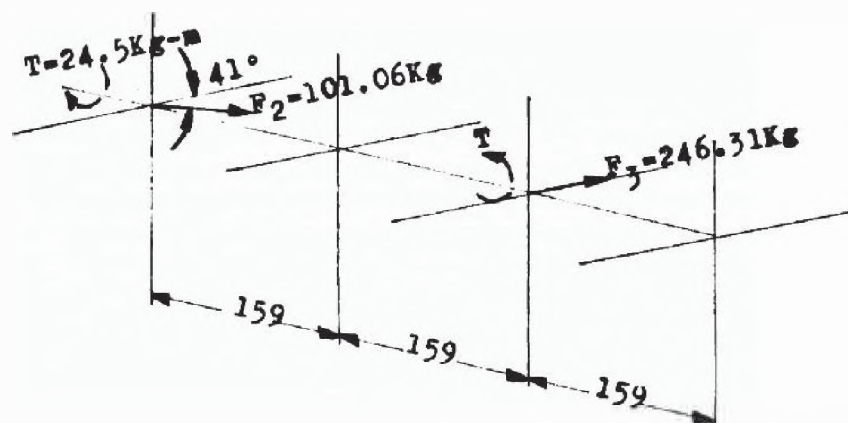
$$F_2 = 101.06\text{Kg}$$

luego:

$$\frac{F_3}{F_2} = \frac{485\text{mm}}{199\text{mm}}$$

$$F_3 = 246.31\text{Kg}$$

El diagrama de cuerpo libre del eje es :



24.5x8-m

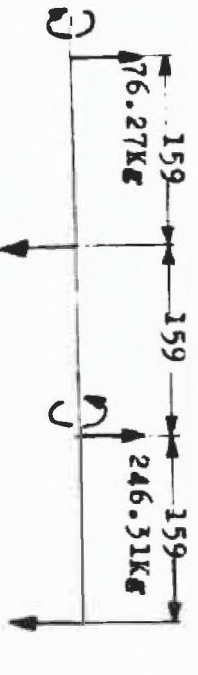


Diagrama

de

Torque

Em o plano horizontal tomamos :



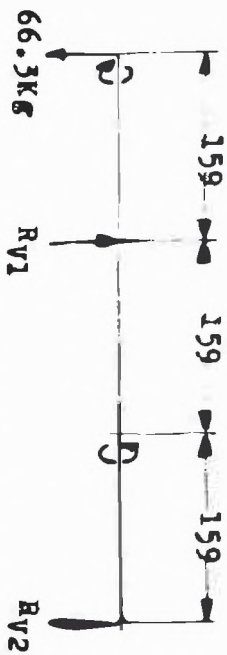
$$R_{H1} + R_{H2} = 322.58$$

$$R_{H1} (0.318) = 76.27 (0.477) + 246.3 (0.159)$$

$$R_{H1} = 237.56 \text{ kN}$$

$$R_{H2} = 85.02 \text{ kN}$$

En el plano vertical se tiene :

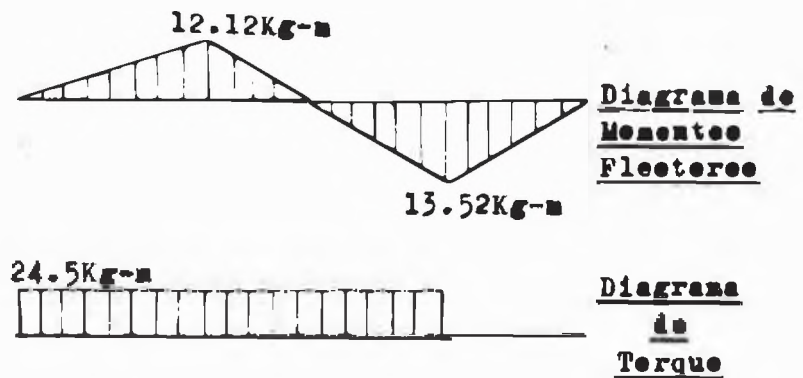


$$R_{V1} - R_{V2} = 66.3 \quad \text{y} \quad R_{V1} (0.318) = 66.3 (0.477)$$

$$R_{V1} = 100 \text{ Kg}$$

$$R_{V2} = 33.7 \text{ Kg}$$





Por lo tanto, el momento flector máximo y el torque máximo son :

$$M_{\max} = \sqrt{(15.9)^2 + (12.12)^2}$$

$$M_{\max} = 20.00 \text{ Kg-m}$$

$$T_{\max} = 24.50 \text{ Kg-m}$$

El diámetro del eje por resistencia es :

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \tau_{\text{diseño}}} \sqrt{(K_M M)^2 + (K_T T)^2}$$

Para eje de acero SAE 1045 con canal chavetero, se tiene :

$$\tau_{\text{diseño}} = 0.75 \times 8000 \text{ Lbs/pulg}^2$$

$$\tau_{\text{diseño}} = 6000 \text{ Lbs/pulg}^2 = 4.22 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

Para eje giratorio con carga gradualmente aplicada y con pequeños impactos, según ASME, se

tiene :

$$K_M = 1.5 \text{ y } K_T = 1.0$$

Por lo tanto :

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times 4.22 \times 10^6} \sqrt{(1.5 \times 20.0)^2 + (1.0 \times 24.5)^2}$$

$$d \geq 0.04 \text{ m} = 40 \text{ mm}$$

El diámetro del eje por rigidez torsional

es :

$$d^3 \geq \frac{11700 \times K_T \times T}{G}$$

$$G = 12 \times 10^6 \text{ lbs/pulg}^2 = 8.45 \times 10^9 \text{ kg/cm}^2$$

$$d^3 \geq \frac{11700 \times 1.0 \times 38.125}{8.45 \times 10^9}$$

$$d \geq 0.0375 \text{ m} = 37.5 \text{ mm}$$

d) Selección de las Chumaceras

Como el giro del eje es lento, seleccionaremos las chumaceras en base a la carga estática y al diámetro interno.

La chumacera que soporta la mayor carga es la intermedia y la carga estática "C₀" es :

$$C_0 = \sqrt{R_{V1}^2 + R_{H1}^2} = \sqrt{(154.71)^2 + (369.56)^2}$$

$$C_0 = 400 \text{ Kg}$$

Como el diámetro del eje debe ser mayor que 40mm y el diámetro del agujero de la rueda transportadora es máximo de 45mm, seleccionaremos dos chumaceras con :

- $C_0 \geq 400\text{Kg}$
- $40\text{mm} \leq d \leq 45\text{mm}$ de diámetro interior.
- Fijación propia.

Para este caso elegiremos dos chumaceras SKF con manguito de fijación SN 510 con :

- Rodamiento 1210K, cuya carga estática máxima es C_0-1020 y diámetro interior $d=50\text{mm}$.
- Manguito de fijación H210, cuyo diámetro interior es $d=45\text{mm}$.

Como la catalina de la cadena de transmisión tiene un agujero mínimo para eje de $2 \frac{3}{4}"$ ó 70mm, elegiremos un eje de 3" para luego ir adecuando a los diámetros interiores de los elementos de transmisión y poder fijarlos con un ajuste adecuado.

La tolerancia para el diámetro interior de la rueda transportadora y de la catalina, será del sistema de agujero único H7/m6.

Como los rodamientos de las chumaceras tienen manguito de fijación, estas no necesitarán de elección de tolerancias.

6.1.4. Resumen

a) Para el Sistema de Tracción de la Selera

- Dos carriles KS22 para la vía férrea
- Cuatro ejes de 50m6 ($50^{+0.025}_{-0.009}$ mm) de diámetro para el ajuste con la rueda y diámetro de 40h9 ($40^{+0.000}_{-0.062}$ mm) para el ajuste con los rodamientos de las chumaceras ; la longitud del eje será de 180mm.

- Ocho chumaceras (dos para cada rueda) SKF SY40FJ

- Cuatro ruedas carrilleras de fierro fundido con diámetro de rodadura de 300mm, ancho de la banda de rodadura de 45mm, espesor de paletas de 5mm, diámetro de las pestañas de 34mm, espesor del alma de 10mm, diámetro del cubo de 100mm y diámetro del agujero del eje de $50^{+0.025}_{-0.006}$ mm).

b) Para el Sistema de Tracción de la Solera

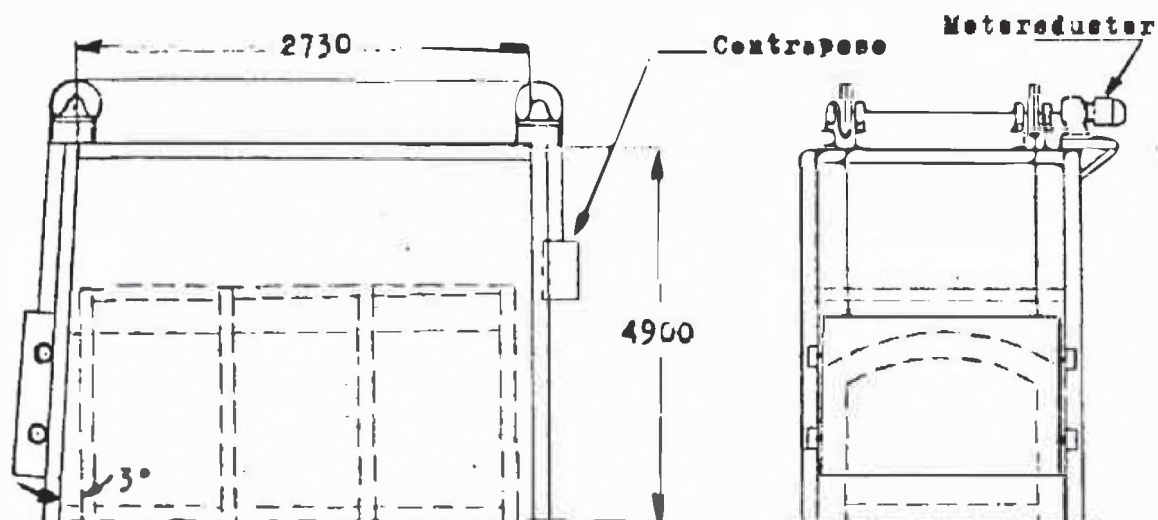
- Una cadena transportadora "RENOOLD" 140128/12 con una longitud de 17m.
- Dos ruedas transportadoras "RENOOLD" 208391 de 8 dientes con diámetro de agujero de $45^{+0.025}_{-0.000}$ mm).

c) Para el Sistema de Transmisión de Potencia

- Un motorreductor "DELCROSA" SM90 con motor trifásico "DELCROSA" NV71b4.
- Una cadena "RENOLD" ASA50 con paso de 5/8" y una longitud de 2.10m
- Un piñón "RENOLD" ASA50 tipo B No.50B17, con un agujero de 28H7 ($28^{+0.021}_{-0.000}$ mm).
- Una catalina "RENOLD" ASA50 tipo B No.50B96 con un agujero de 70H7 ($70^{+0.030}_{-0.000}$ mm).
- Un eje netto de acero SAE 1045 de 76mm de diámetro y 500mm de longitud con dos rebajas; una con 70m6 ($70^{+0.030}_{-0.009}$ mm) de diámetro para la catalina de la cadena de transmisión y el otro con diámetro 45m6 ($45^{+0.025}_{-0.009}$ mm) para la rueda transportadora y chumaceras.
- Un eje, del lado no vide del sistema de tracción, de acero SAE 1045 con diámetro de 45m6 ($45^{+0.025}_{-0.009}$ mm) y longitud de 380mm.
- Cuatro chumaceras (dos para cada rueda transportadora) SKF SN510 con redamiente SKF 1210K y manguito de fijación SKF H210.

6.2. Accionamiento Mecánico de la Puerta

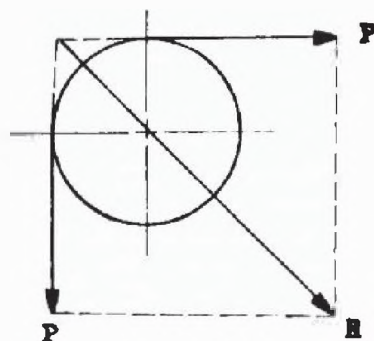
El esquema que representa al sistema mecánico de la puerta es el siguiente :



El ángulo de 3° de inclinación con respecto a la vertical se considera para que, debido a la pequeña componente del peso propio de la puerta, haga un cierre hermético.

El contrapeso tendrá el mismo peso que la puerta, para equilibrar al sistema.

Trasando el diagrama de cuerpo libre del elemento de tracción, despreciando el ángulo de 3° de inclinación, se tiene :



Del cuadro de resultados del programa, se sabe que el peso de la puerta es :

Peso de la puerta = 4456Kg

Por lo tanto :

$$P = \frac{\text{Peso de la Puerta}}{2}$$

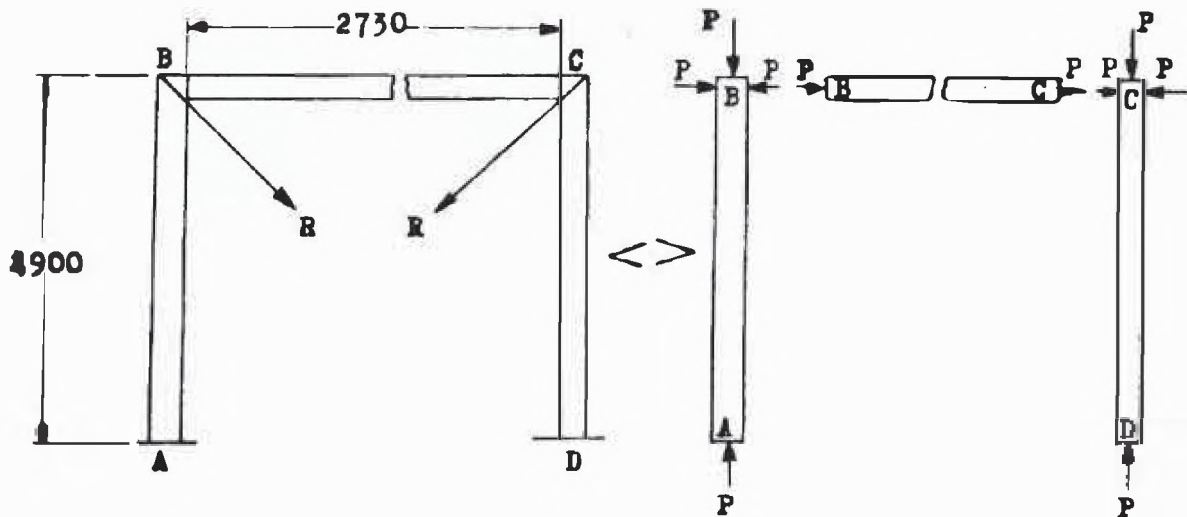
$$P = 2220\text{Kg}$$

$$R = 3151\text{Kg}$$

El conjunto del sistema de accionamiento mecánico de la puerta está conformado por la estructura, el sistema de tracción y el sistema de transmisión.

6.2.1. Cálculo de la Estructura

El diagrama de fuerzas actuantes sobre la estructura es el siguiente :

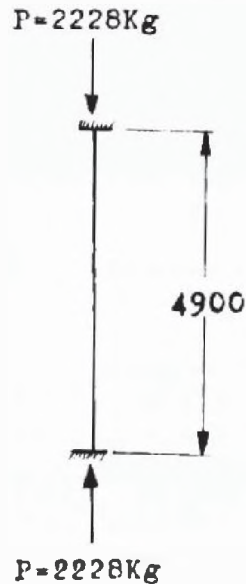


Como se observa, los elementos que conforman la estructura están sometidos a una compresión pura.

a) Cálculo de la Columna \overline{AB} ó \overline{CD}

Tratandole como un elemento empotrado en an

los extremos y sin desplazamiento, para un acero A-36, se tiene :



El esfuerzo a la fluencia es :

$$\sigma_y = 36 \text{ Ksi} = 2536 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo permisible a la compresión es :

$$\sigma_c = 0.5 \sigma_y = 0.5 \times 2536$$

$$\sigma_c = 1268 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto el área de la sección recta es :

$$A = \frac{2228 \text{ Kg}}{1768 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$A = 1.75 \text{ cm}^2 = 0.27 \text{ pulg}^2$$

Como la AISC recomienda, para elementos principales sometidos a compresión, que :

$$\frac{K \times L_y}{r_y} < 120$$

Por otro lado también la AISC recomienda que para elementos con extremos empotrados y sin desplazamiento, el factor de longitud efectiva "K" es 0.5.

Por lo tanto :

$$\frac{K \times L_y}{r_y} = \frac{0.5 \times 490\text{cm}}{r_y} < 120$$

$$r_y > 2.04\text{cm} = 0.803\text{pulg}$$

Con los valores de "A" y "r_y", de las tablas de la AISC, elegimos un canal C15x50, con :

$$A = 14.7\text{pulg}^2 = 94.83\text{cm}^2$$

$$r_x = 5.24\text{pulg} = 13.3\text{cm}$$

$$r_y = 0.867\text{pulg} = 2.2\text{cm}$$

Luego tendremos, con estos valores, que:

$$\left. \begin{aligned} \frac{K \times L_x}{r_x} &= \frac{0.5 \times 490}{13.3} = 18.42 \\ \frac{K \times L_y}{r_y} &= \frac{0.5 \times 490}{2.2} = 111.36 \end{aligned} \right\} \frac{K \times L}{r} = 111.36$$

De las tablas de la AISC, para $K \times L / r = 111.36$ se obtiene un esfuerzo axial admisible de :

$$\sigma_a = 11.40 \text{ ksi} = 803.18 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo de compresión actuante σ'_c es :

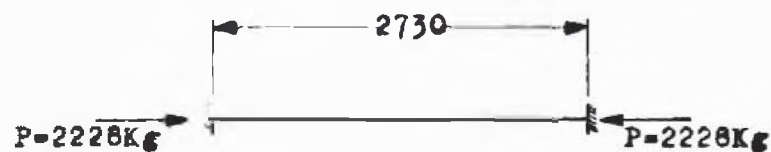
$$\sigma'_c = \frac{P}{A} = \frac{2228 \text{ Kg}}{94.83 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma'_c = 23.49 \text{ Kg/cm}^2$$

Como $\sigma'_c < \sigma'_a$ el perfil C15x20 elegido es el correcto

b) Cálculo de la Viga BC

El caso de compresión de la viga \overline{BC} es la misma que para \overline{AB} ; por lo tanto :



- El factor K es igual a 0.5
- $K \times L_y / r_y$ debe ser menor de 120

Luego:

$$\frac{0.5 \times 273 \text{ cm}}{r_y} < 120$$

$$r_y > 1.13 \text{ cm} = 0.45 \text{ pulg}$$

El área de la sección recta "A" es :

$$A = \frac{P}{\sigma_c} = \frac{2228 \text{ Kg}}{0.5 \sigma_y} = \frac{2228}{0.5 \times 2536 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$A = 1.75 \text{ cm}^2 = 0.27 \text{ pulg}^2$$

Con estos valores escogemos un canal C5x9

con :

$$r_y = 0.489 \text{ pulg} = 1.24 \text{ cm}$$

$$r_x = 1.63 \text{ pulg} = 4.64 \text{ cm}$$

$$A = 2.64 \text{ pulg}^2 = 17.03 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto r

$$\left. \begin{aligned} \frac{K \times L_x}{r_x} &= \frac{0.5 \times 273 \text{ cm}}{4.64 \text{ cm}} = 29.42 \\ \frac{K \times L_y}{r_y} &= \frac{0.5 \times 273 \text{ cm}}{1.24 \text{ cm}} = 110 \end{aligned} \right\} \frac{K \times L}{r} = 110$$

De las tablas de la AISC, para $KxL/r = 110$,
se obtiene :

$$\sigma_a = 11.67 \text{ ksi} = 822 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo de compresión actuante es :

$$\sigma'_a = \frac{2228 \text{ Kg}}{17.03 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma'_c = 130.82 \text{ Kg/cm}^2$$

Como $\sigma'_c < \sigma_a$, el perfil C5x9 elegido para el elemento \overline{BC} es el correcto.

6.2.2. Sistema de Tracción

a) Cálculo del Eje de las Ruedas Guías de la Puerta

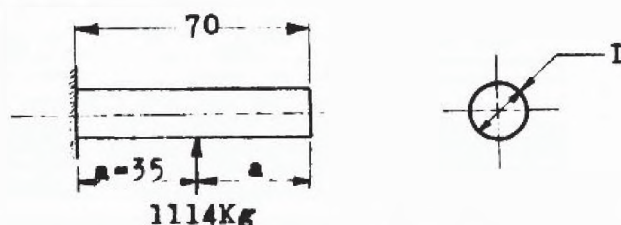
Como se observa en el esquema del sistema mecánico de la puerta, esta realiza el movimiento de elevación sobre cuatro ruedas; cuando la puerta

está en reposo y descansa sobre sus apoyos, los 4 ejes soportarán cada uno una carga " W_e " de :

$$W_e = \frac{\text{Peso de la puerta}}{4} = \frac{4456\text{Kg}}{4}$$

$$W_e = 1114\text{Kg}$$

El diagrama de cuerpo libre del eje será :



Para el caso de viga empotrada en un extremo, el momento flector máximo es :

$$M_{\max} = 1114\text{Kg} \times 3.5\text{cm}$$

$$M_{\max} = 3899\text{Kg-cm}$$

Según ASME, para un eje de acero SAE 1045 sin canal chavetero, el esfuerzo admisible por flexión es :

$$\sigma_f = 16,000\text{lbs/pulg}^2 = 1127\text{Kg/cm}^2$$

Como :

$$\sigma_f = \frac{M_{\max} \times D/2}{I} = \frac{M_{\max} \times D/2}{\frac{\pi \times D^4}{64}}$$

$$1127 = \frac{3899 \times 32}{\pi \times D^3}$$

$$D = 3.3 \text{ cm} = 1 \frac{1}{2}''$$

Como la flecha máxima para este caso es :

$$d_{\max} = \frac{P \times a^2}{\sigma E x I} (3xL - a)$$

$$d_{\max} = \frac{4456 \times (3.5)^2}{1127 \times 2 \times 10^6 \times \frac{\pi \times (3.3)^4}{64}} (3 \times 7 - 3.5)$$

$$d_{\max} = 7.28 \times 10^{-5} \text{ cm}$$

La ASME recomienda que :

$$\frac{d_{\max}}{L} \leq 0.01 \text{ pulg/pie}$$

$$\frac{7.28 \times 10^{-5}}{10} \leq 8.33 \times 10^{-4}$$

$$7.28 \times 10^{-6} \leq 8.33 \times 10^{-4}$$

Por lo que se deduce que el material para el eje debe ser de acero SAE 1045 con un diámetro de 3.3cm y una longitud de 7cm.

La rueda será del mismo material, con 10cm de diámetro y ancho de 5cm; la bscina será de bronce de 5cm de diámetro y agujero para eje de 3.3cm.

b) Selección de la cadena para la Elevación

Utilizaremos cadenas transportadoras "RENOLD" con rodillos pequeños; cada cadena soportará un pe

se de :

P = 2228Kg

Aceptando un factor de seguridad de 4, la carga de retura de la cadena será :

Carga de Retura = $4 \times 2228\text{Kg} = 8912\text{Kg}$

Carga de Retura = 8912Kg

Con este valor, de la tabla No. 9 del apéndice, seleccionamos una cadena transportadora de menor peso "RENOLD" No.105242/11 con :

- Carga a la retura de 10880Kg.
- Paso de 152.4mm.
- Peso de 10.19Kg/m

e) Selección de la Rueda para la cadena elevadora

Para la cadena transportadora "RENOLD" No. 105242/11, de la tabla No.10 del apéndice, escogemos una rueda de menor peso "RENOLD" No. 202301 con :

- 8 dientes.
- Carga de retura de 10880Kg a 13600Kg.
- Paso de 152.4mm.
- Peso de 32.3Kg
- Diámetro primitivo de 398.25mm.
- Diámetro estándar para eje de 60mm.

- Diámetro máximo para eje de 95mm.
- Longitud del cubo de 95mm.

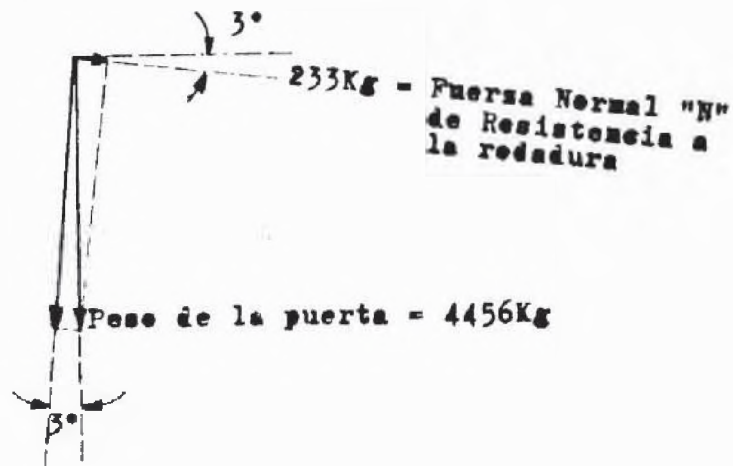
La tolerancia para el ajuste con el eje se dará cuando se calcule el diámetro del eje.

6.2.3. Sistema de Transmisión

a) Cálculo de la Resistencia a la Elevación

Las únicas resistencias que tiene que vencer el sistema de transmisión es el rozamiento de rodadura de las cuatro ruedas de la puerta y el rozamiento de los rodamientos de las eche chumaceras que soportan a las cuatro ruedas de las cadenas elevadores.

Del esquema de la puerta, mostrado anteriormente en el punto 6.2., considerando la inclinación de 3° , la descomposición de los vectores del peso de la puerta es el siguiente :



Cada rueda tendrá una carga normal sobre la pista por donde vé ha rodar de :

$$N_R = \frac{N}{4} = \frac{233}{4}$$

$$N_R = 59\text{Kg}$$

Luego la resistencia a la rodadura de cada rueda será :

$$W_{r1} = \frac{N_R}{R} \left(\mu \frac{d}{2} + f \right)$$

Donde :

- $N_R = 59\text{Kg}$
- Radio de la rueda $R = 5\text{cm}$
- Diámetro del eje $d = 3.3\text{cm}$
- Coeficiente de Rozamiento seco entre ba cina de bronce y eje de acero $\mu = 0.2$
- Brazo de palanca "f" de rozamiento de rodadura, despreciable por carga pequeña (59Kg) $f = 0$.

Por lo tanto :

$$W_{r1} = \frac{59\text{Kg}}{5\text{cm}} \left(0.2 \times \frac{3.3}{2} + 0 \right) \text{ cm}$$

$$W_{r1} = 3.89\text{Kg} \approx 4\text{Kg}$$

Se sabe que cada rueda de la cadena elevadora debe estar soportada por dos chumaceras y que cada rueda, según el diagrama de cuerpo libre del punto 6.2., tiene una carga estática de $R = 3151\text{Kg}$; cada chumacera tendrá una carga estática " C_e " de :

$$C_e = \frac{R}{2} = \frac{3151\text{Kg}}{2}$$

$$C_e = 1575.5\text{Kg}$$

El coeficiente de rozamiento, según SKF, para rodamientos es de 0.05; por lo tanto la resistencia de rozamiento de cada rodamiento es :

$$W_{r2} = \mu \times C_e = 0.05 \times 1575.5\text{Kg}$$

$$W_{r2} = 78.77\text{Kg}$$

La resistencia a la elevación será :

$$W_T = 4 \times W_{r1} + 8 \times W_{r2} = 4 \times 4 + 8 \times 78.77$$

$$W_T = 646\text{Kg}$$

b) Selección del Motorreductor

Para una velocidad de elevación de la puerta de 5m/min, la potencia necesaria será :

$$Pot = W \times \text{Velocidad} = 646\text{Kg} \times 5\text{m/min}$$

$$Pot = 3230\text{Kg-m/min} = 0.71\text{HP}$$

Como la rueda de la cadena elevadora tiene un diámetro primitivo de 0.398m, la velocidad angular, para una velocidad tangencial de 5m/min, será :

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{5\text{m/min}}{\frac{0.398\text{m}}{2}}$$

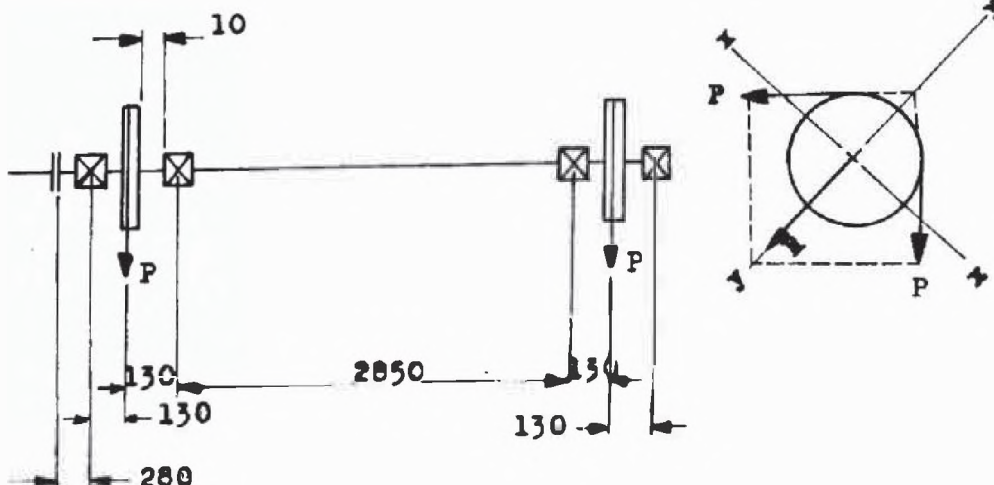
$$\omega = 25.109\text{Rad/min} = 4\text{RPM}$$

Con estos valores de potencia y velocidad angular, del catálogo de "DELICROSA" (tabla No.18) del apéndice, elegimos un motorreductor de engranajes tipo planetario P-37 con :

- Potencia de 0.9HP.
- Velocidad del eje de salida de 4 RPM.
- Motor trifásico NV80b6 de 6 polos, 60Hz
Cosφ=0.7 y eficiencia de 72%.

e) Cálculo del Eje de Transmisión

El esquema del eje de transmisión es el siguiente :



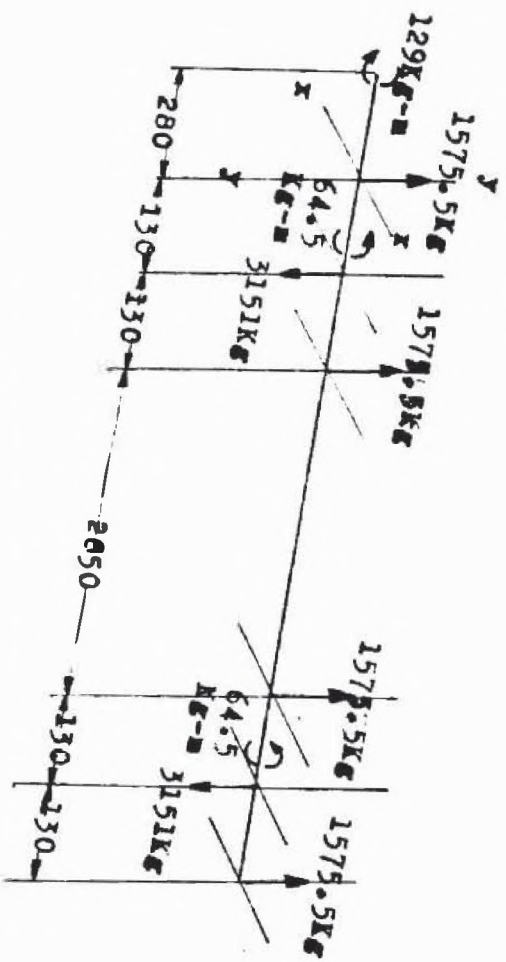
Como :

$$Pot = TORQUE \times \omega$$

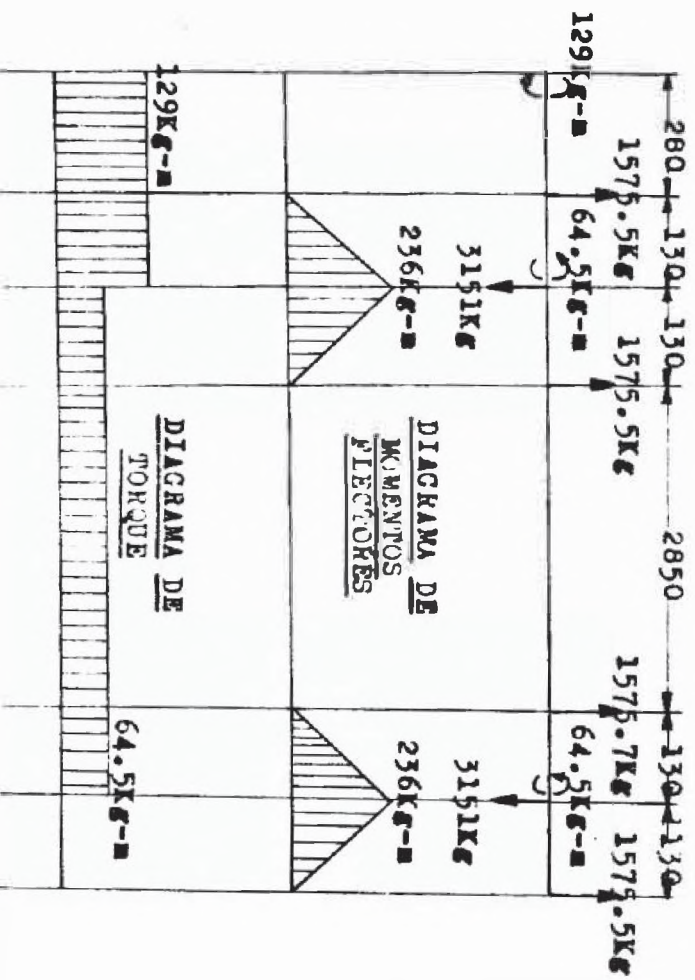
$$TORQUE = T = \frac{0.71HP}{4RPM} = \frac{54Kg\text{-m/seg}}{25.132Rad/min}$$

$$T = 129Kg\text{-m}$$

Por lo tanto el diagrama de cuerpo libre del eje es :



En el plano y-y se tiene :



Por lo tanto el momento flector máximo y el torque máximo son :

$$M_{\max} = 236 \text{ Kg-m}$$

$$T_{\max} = 129 \text{ Kg-m}$$

El diámetro del eje por resistencia es :

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times \tau_{\text{diseño}}} \sqrt{(K_M \times M)^2 + (K_T \times T)^2}$$

Para eje de acero SAE 1045 con canal chavetero, se tiene :

$$\tau_{\text{diseño}} = 0.75 \times 8000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\tau_{\text{diseño}} = 6000 \text{ lbs/pulg}^2 = 4.22 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

Para eje giratorio con carga gradualmente aplicada y con pequeños impactos, según ASME, se tiene :

$$K_M = 1.5 \text{ y } K_T = 1.0$$

Por lo tanto el diámetro por resistencia es :

$$d^3 \geq \frac{16}{\pi \times 4.22 \times 10^6} \sqrt{(1.5 \times 236)^2 + (1 \times 129)^2}$$

$$d \geq 0.077 \text{ m}$$

El diámetro del eje por rigidez torsional

es :

$$d^3 \geq \frac{11700 \times K_T \times T}{G} = \frac{11700 \times 1.0 \times 129}{0.45 \times 10^9}$$

$$d \geq 0.056 \text{ m}$$

d) Selección de las Chumaceras

Se sabe que el giro del eje de transmisión es lento; por eso seleccionaremos las chumaceras en base a la carga estática y al diámetro interior.

El eje de cada rueda soportará una carga igual a 3151kg; como está apoyado en dos chumaceras se tiene :

$$C_e \geq \frac{R}{2} = 2$$

$$C_e \geq 1575.5 \text{ Kg}$$

Como el eje debe tener un diámetro mayor que 77mm, seleccionaremos chumaceras SKF con manguito de fijación SN 518 con :

- Rodamiento 1218K.
- Carga estática de 3000Kg.
- Diámetro interior de 90mm.
- Manguito de fijación E218, con diámetro interior de 80mm.

e) Selección del Acoplamiento entre el Eje de Transmisión y el Eje del Motorreductor

Como el eje de salida del motorreductor tie-

ne un diámetro de 60mm y el diámetro en el extremo del eje de transmisión es de 80mm, tendremos que utilizar un acoplamiento. Para este caso seleccionaremos acoplamientos flexibles "STEELFLEX" FALK para transmitir potencia entre un reductor y un elevador con una velocidad de 4 RPM y 0.71HP.

El factor de servicio será de 1.5 y la capacidad básica será :

$$\text{CAPACIDAD BASICA} \geq \frac{\text{HP TRANS}}{\text{MITIDO}} \times \text{FACTOR DE SERVICIO} \times K$$

Donde :

$$K = 53.4/\text{RPM}$$

$$\text{CAPACIDAD BASICA} \geq 0.71 \times 1.5 \times \frac{53.4}{4}$$

$$\boxed{\text{CAPACIDAD BASICA} \geq 14.21\text{HP}}$$

Con estos valores del diámetro interior y la capacidad básica, de la tabla No. 19 del apéndice elegimos un acoplamiento "STEELFLEX" FALK 90T tipo 10T, con :

- Capacidad Básica de 23.8HP.
- Agujero máximo para eje de 3 1/2".
- Agujero estándar para eje de 1 1/16"

Como la rueda para la cadena de elevación puede tener un diámetro de agujero de 60mm a 95mm,

Las chumaceras aceptan un diámetro de eje de 80mm, el acoplamiento tiene un rango de diámetro de agujero entre 27mm á 69mm y que según los cálculos hechos el diámetro del eje debe ser mayor e igual a 77mm; entonces fijaremos el diámetro del eje en 95mm(3 3/4"), para luego ir adecuandole a los diámetros interiores de los elementos de transmisión y poderles fijar con el ajuste adecuado.

Las tolerancias para los diámetros interiores de las ruedas de elevación y del acoplamiento con los diámetros correspondientes del eje, será del sistema agujero único H7/m6.

Como los rodamientos de las chumaceras tienen manguito de fijación, estas no necesitarán de elección de tolerancias para el ajuste.

6.2.4. Resumen

Para el accionamiento mecánico de la puerta, se utilizarán :

a) Para la Estructura Metálica

- Para las cuatro columnas, perfiles canales C 15x 20 con una longitud de 4.9m.
- Para las cuatro vigas, canales C 5x9 con una longitud de 2.73m.

ra eje de 33mm.

a) Para el Sistema de Transmisión

- Un reductor "DELGROSA" de engranajes tipo plg notario P-37 con motor trifásico "DELGROSA" W80b6.
- Un eje metálico de acero SAE 1045 de 95mm de díametro y 438mm de longitud; con rebajes en los extremos de 80mm ($80^{+0.03}_-0.011$ mm) de díametro con 615mm en un extremo y 405mm en el otro extremo.
- Dos ejes conductores de acero SAE 1045 de 80mm ($80^{+0.03}_-0.011$ mm) de díametro y 405mm de longitud.
- Ocho bujías (dos para cada rueda elevadora) SKF SM518, con rodamiento SKF 1218K y manguito de fijación SKF H218.

b) Para el Sistema de Elevación

- Dos cadenas transportadoras "RENOULD" No. 105242/21
- Cuatro ruedas para cadena transportadora "RENOULD" No. 202501, de 8 dientes y con diámetro de agujero de 80H7 ($80^{+0.035}_{-0.008}$ mm).
- Cuatro ejes para las ruedas de la puerta, de acero SAE 1045, con 35mm de diámetro y 70mm de largo
- Cuatro ruedas para la puerta, de acero SAE 1045, con 100mm de diámetro, de 50mm de ancho, con brida de bronce de 50mm de diámetro y agujero pa-

- Un acoplamiento flexible "STEELFLEX" FALK 90T ti
po 10T con agujero de 80H7 ($80^{+0.035}_{-0.000}$ mm) de diá-
metro en uno de los bloques y en el otro un diá-
metro de agujero de 60H7 ($60^{+0.035}_{-0.000}$ mm).

CAPITULO 7
SISTEMA DE CONTROL

7.1. Objective

En las diversas normas técnicas existentes sobre tratamientos térmicos está tipificado que se debe tener especial cuidado en la fase de calentamiento de las piezas a tratar. Las piezas se introducen en el horno cuando este se encuentre a la temperatura requerida y esta se debe controlar según las especificaciones realizadas por los metalurgistas; por lo tanto el sistema de control tiene por finalidad :

- Poner la superficie expuesta de la carga a una temperatura determinada y mantenerla constante respecto al tiempo hasta que se haya alcanzado una uniformidad de temperatura en la carga.
- Variar la temperatura de la carga de acuerdo a un ciclo de calentamiento y enfriamiento especificado.

En cualquiera de los casos se desea mantener uniforme la temperatura para el éxito de un tratamiento térmico. El alcanzar y mantener la temperatura elegida para el proceso de acuerdo a las recomendaciones dadas por las normas técnicas y de no controlarlas, se pueden presentar inconvenientes como la de producir fenómenos de quemado en el material por iniciación de la fusión de la masa metálica al llegar a la

temperatura más elevada que la requerida durante un cierto tiempo. Tampoco es bueno por otra parte reducir la temperatura por debajo del recomendado por un cierto tiempo, dado que en tal caso se tendría una transformación estructural incompleta y en consecuencia el resultado del tratamiento térmico no sería correcto.

7.2. Modos de Controlar la Temperatura

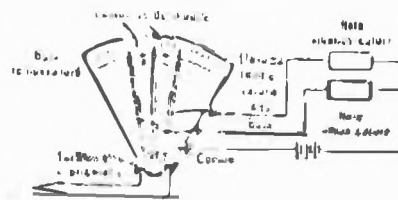
Un método muy simple de control de la temperatura es el que se basa sobre la aceleración tomada por los cuerpos al irlos calentando; tal método es sin duda poco preciso e incluso el ojo más experto puede incurrir en errores de más o menos 50°c.

Es conveniente por ello recurrir a los instrumentos de medidas adecuados; estos aparatos toman el nombre de Pirómetros, pudiéndose agrupar en dos categorías, el de Par Termoelectrico (fig No.17) y el Optico (fig No.18).

7.2.1. Pirómetros de Par Termoelectricos

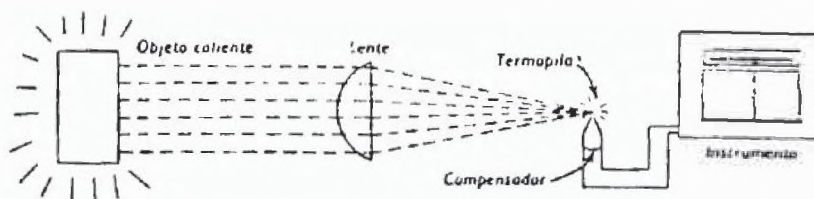
Están basados en el principio del efecto termoelectrico, según la cual uniendo con un punto de soldadura los extremos de dos hilos de materiales diferentes y calentando tal punto, si los extremos libres están mantenidos a una temperatura inferior, se produce entre ellas una fuerza electromotriz pequeña pero medible con un milivoltmetro. En raras ocasiones los pares termoelectricos son fabricados por los propios

FIGURA No.17



Esquema de regulador de temperatura del tipo de contacto.

FIGURA No.18



Esquema que representa el principio del pirómetro de radiación.

usuarios; normalmente se suministran como parte del equipo de control.

Para el empleo industrial, la junta caliente se coloca en el interior del horno, mientras que los otros extremos están lejos de la influencia del calor y están conectados con el milivoltmetro graduado en grados de temperatura.

Los pares termoelectrónicos más corrientemente usados son los siguientes :

a) Par Cromel-Alumel

Que tiene un hilo (Cromel) constituido por una aleación de 80% Ni y 20% Cr y el otro hilo (Alumel) de Ni, Al y Mn.

Puede servir para la medición de temperaturas de 0°C a 1300°C.

b) Par Hierro-Constantan

Formado por un hilo de hierro y el otro (Constantan) conteniendo 58% Cu y 24% Ni.

Es apto para medir temperaturas de 250°C a 800°C.

c) Par Cobre-Constantan

Que tiene un hilo de Cobre y otro de Constan

tan.

Sirve para medir temperaturas desde 250°C a 500°C.

d) Par Niquel-Nierano

Un hilo es de Niquel y el otro constituido por una aleación de Ni y Cr.

Se emplean en rangos de temperatura que van de 100°C a 1100°C.

e) Par Platino-Platino Rodio

Que está formada por un hilo de platino y el otro por una aleación de platino con 10% de rodio, que permiten medir temperaturas desde 100°C a 1600°C; es bastante costosa y da fuerzas electromotrices bastante pequeñas.

Los hilos están aislados entre sí por cilindros de esteatita o tubos de cerámica.

7.2.2. Pirómetros Ópticos

Son instrumentos del tipo lente, adaptados para la medición de temperatura muy elevada, de hasta 3000°C. Efectúan tales mediciones a distancia y son ventajosamente utilizables en los casos en que los pares termoelectrónicos no pueden serlo a causa de la ele

vada temperatura a la cual debe operar. Los tipos fundamentales son dos, el pirómetro de radiación total y el pirómetro de desaparición de filamento.

a) El Ardómetro

Es un pirómetro de radiación total; tales radiaciones son concentradas por un lente óptico sobre un cierto número de pares termoelectrónicos encastrados en una ampolla en vacío, denominada termopila, la que va conectada a un milivoltímetro.

b) Pirómetro de Desaparición de Filamento

Está basado en la comparación de la luminosidad del cuerpo caliente, del que se desea medir la temperatura, con la del filamento de una lámpara eléctrica de luminosidad regulable, variando la corriente que pasa através del mismo, la cual es registrada en un operímetro graduado en grados de temperatura.

7.3. Selección del Equipo de Control

De acuerdo a la manifestado anteriormente, los elementos de control de temperatura vienen incluidos en los equipos de control y estos se seleccionan en función de las condiciones de trabajo a que van ha ser sometidos.

Para seleccionar el equipo de control de temperatura

se tomará en cuenta el costo y la temperatura máxima a la que estarán sometidas, lo mismo que la tensión eléctrica y el ciclaje de la línea de tensión a la que se va a conectar el aparato.

En nuestro caso, para una temperatura máxima de 950°C a 1000°C y para el elemento más económico en este rango de temperatura elegiremos un Pirómetro de par termoeléctrico NIQUEL-CROMO. La compañía MINEAPOIIS HONEYWELL suministra un equipo con este par termoeléctrico, denominado "ELECTRONIK 15" (fig. No.19); este equipo está diseñado para una tensión de 107-127 Voltios e incluye un transformador para voltajes de 214-254 Voltios; la frecuencia es de 50 ó 60 Hz.

El sistema del equipo está interconectado como lo muestra la figura No.20.

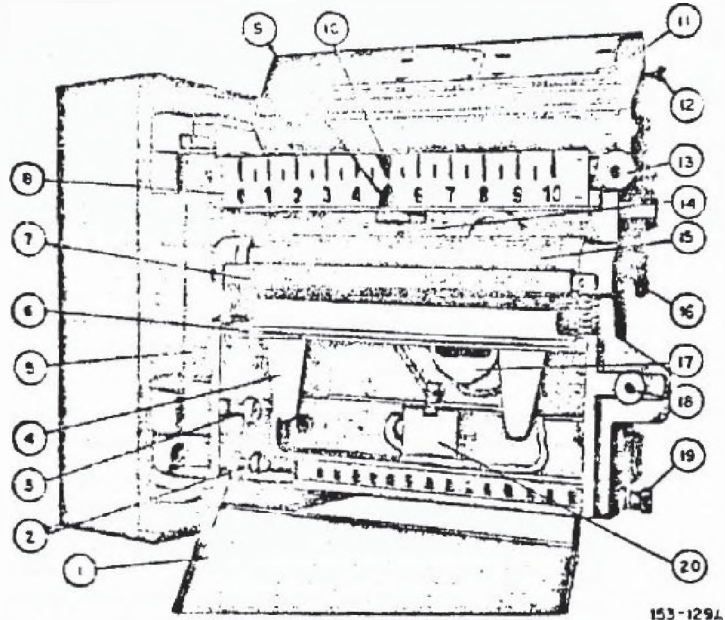
El funcionamiento es el siguiente :

- a) En la escala graduada en grados Centígrados se desplazan dos indicadores, uno independiente (manual) que indica el límite de temperatura a la que hay que calentar la pieza y otro controlado por un servomecanismo. El indicador independiente lleva consigo un interruptor de mercurio (fig No.21).
- b) Entre los elementos de los terminales primarios del par termoeléctrico se produce una pequeña diferencia de potencial; uno de estos terminales va directamente al amplificador y el otro hacia un convertidor y de allí va al am-

FIGURA No. 19

LEGEND

1. Chart plate
2. Reroll spindles (2)
3. Supply spindles (2)
4. Retaining spring
5. Chart drive switch
6. Guide rod
7. Tear-off strip
8. Scale
9. Indicator (process variable)
10. Set point index
11. Slidewire assembly
12. Slidewire housing retaining knob
13. Index setting knob
14. Recording pen
15. Chart drum
16. Chart advance knob
17. Balancing motor
18. Chassis latch knob
19. Reroll knob
20. Chart motor capacitor



Chassis, front view.

FIGURA No. 20

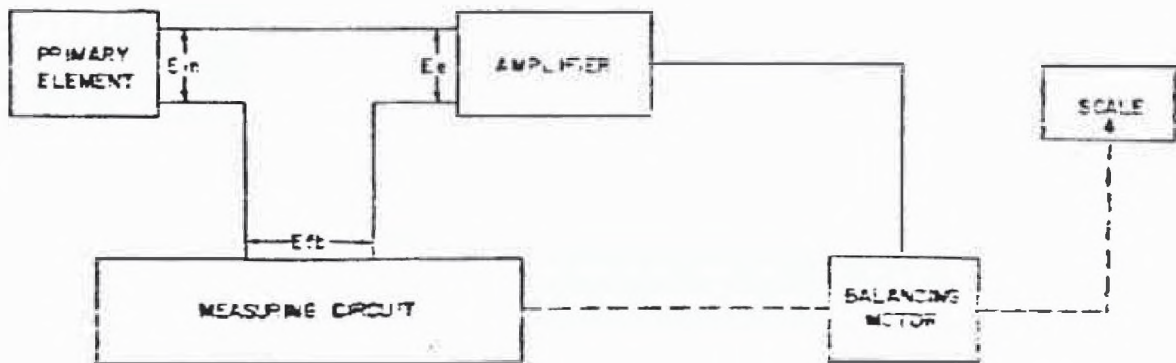
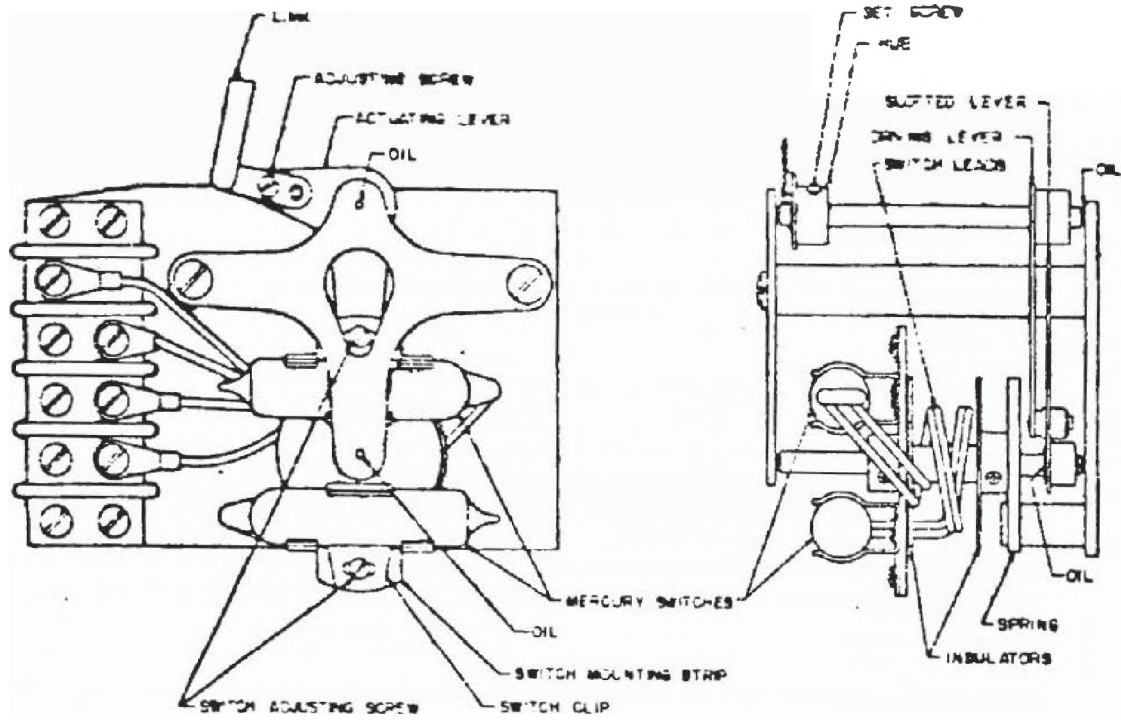


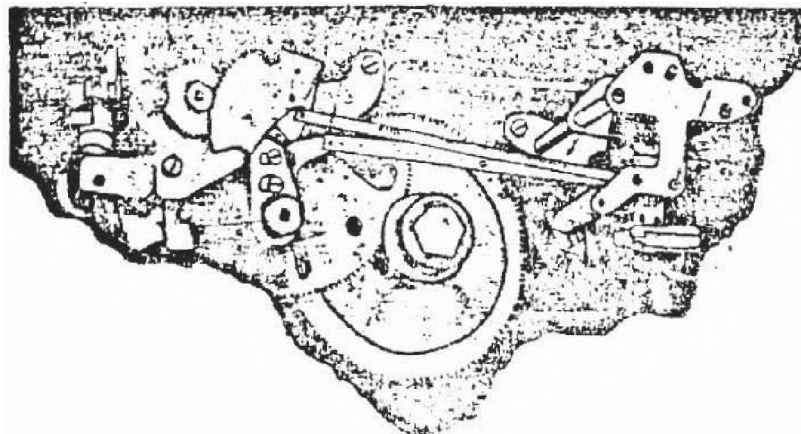
FIGURA No.21



BR-4

Switch assembly, front of circular chart recorder chassis

FIGURA No.22



plificador. El amplificador, como su nombre lo indica, amplifica la diferencia de potencial a una mayor que sea captable por el motor de balanceo.

- c) Debido a la diferencia de potencial, el motor de balanceo mueve un mecanismo como el mostrado en la fig. No.22, el cual acciona al indicador controlado y al interruptor de mercurio.
- d) Cuando el indicador servocontrolado sobrepasa en más de 3°C al indicador independiente, mueve al interruptor de mercurio, desconectando el circuito del elemento calefactor (contactos en caso de resistencia eléctrica o cierra una válvula de combustible en caso de quemadorea). Cuando el indicador servocontrolado está por de bajo de 3°C del límite del indicador independiente, vuelve a accionar el interruptor de mercurio cerrando el circuito del elemento calefactor.
- e) El equipo también cuenta con un sistema para graficar la variación de la temperatura con respecto al tiempo, este funciona con un reloj electrónico que acciona a una cinta de papel enrollado y graduado en unidades de tiempo (24 horas del día), mientras que el indicador servocontrolado dispone de un bolígrafo que marca el papel en dirección a las coordenadas de la temperatura. La tensión de 107-127 Volt., es para que funcione el convertidor, el amplificador, el servomotor y el reloj electrónico.

CAPITULO 8
PRESUPUESTO DE LA OBRA

Los directivos de la empresa han acordado construir e instalar el horno en el más que se para la producción y se otorga vacaciones a dicho personal, quedando solamente el personal de mantenimiento de planta e Ingeniería, e sea entre la segunda quincena de Diciembre y la primera de Enero (30 días) y 15 días más para los últimos pases de la construcción y pruebas que no interrumpen el normal proceso de producción.

En la elaboración del presupuesto de la obra, se ha tomado en cuenta los costos directos e indirectos que intervienen en la construcción e instalación del horno.

El personal responsable de la ejecución de la obra es el mismo personal de mantenimiento e ingeniería de la fábrica y estará compuesto de la siguiente manera :

- Para la parte de la mampostería y la cimentación, un supervisor de construcción civil y cinco operarios.
- En lo que respecta a la parte mecánica y estructural, un supervisor mecánico, cuatro mecánicos y un soldador.
- Para la instalación eléctrica, un supervisor con cuatro electricistas.

8.1. Costos Directos

Los costos directos están computados por el material

directo y la mano de obra directa.

8.1.1. Material Directo

Son los materiales más representativos, de mayor cantidad física que intervienen en la construcción y son :

	UNIDAD	<u>CANTIDAD</u>	<u>IMPORTE(I/.)</u>
Refractario Castable Standard(REPSA)	m ³	21.17	327,870
Aislante HW-16 (HARBISON-WALKER)	m ³	20.23	74,070
Planchas de acero de 2"	m ²	26.54	14,380
Planchas de acero de 1/4"	m ²	5.01	6,270
Perfil W12x19	m	14.00	6,030
Perfil W8x28	m	48.00	24,020
Perfil C3x5	m	4.42	400
perfil C5x6.7	m	8.34	1,220
Perfil C5x9	m	11.00	1,830
Perfil C15x20	m	19.60	4,080
Eje de acero de 2"	m	1.10	300
Eje de acero de 3"	m	0.50	300
Eje de acero de 1 3/8"	m	0.30	41
Eje de acero de 3 3/4"	m	3.38	3,330
Eje de acero de 3 1/4"	m	0.80	800

Chumacera SKF SY40FJ	Pza.	6	5,180
Chumacera SKF SN510, 1210K, H210	Pza.	4	12,230
Chumacera SKF SN518, 1218K, H218	Pza.	8	76,280
Cadena Transportadora RENOLD 140128/12	■	17.00	8,500
Cadena Transportadora RENOLD 105242/11	■	14.70	6,500
Rueda Transportadora RENOLD 208391	Pza.	2	580
Rueda Transportadora RENOLD 202301	Pza.	4	1,550
Cadena de Transmisión RENOLD ASA 50 5/8 paso	■	2.10	550
Piñón RENOLD ASA50 50B17	Pza.	1	150
Catalina ASA50 RENOLD 50B96	Pza.	1	550
Motoreductor DELCRO SA SM90, NV 71b4	Pza.	1	5,550
Motoreductor DELCROSA P-37, NV80b6	Pza.	1	21,470
Acoplamiento FALK 90T, tipo 10T	Pza.	1	2,660
Resistencia Eléctri ca Ni-Cr(VDM CRONIX 820 No.1)	Kg.	5.00	300

TOTAL COSTO MAT. - 1/.620,968.00 DIRECTO

8.1.2. Mano de Obra Directa

Se considera a aquella que interviene en forma directa e importante en la transformación del material (obrero calificado).

<u>ESPECIALIDAD</u>	<u>CANTIDAD</u>	<u>JORNAL</u> <u>(I/.)</u>	<u>TOTAL PARA</u> <u>45 DÍAS (I/.)</u>
Operario de Construcción Civil	5	26.96	6,067
Mecánico de Planta	5	36.00	8,100
Eléctricista	4	36.00	6,480

TOTAL COSTO MANO DE OBRA DIRECTA = I/. 20,647.00
--

8.2. Costos Indirectos

Estos costos están constituidos por el material indirecto y la mano de obra indirecta.

8.2.1. Material Indirecto

Es el costo de los materiales que no intervienen en forma importante en la construcción del horno, como disolventes, soldadura, aceites, grasa, trape, energía eléctrica, agua, etc. Como estos materiales representan una cantidad ínfima, lo mismo que su costo, en comparación al de los materiales directos y se ve que en algunos es difícil calcular el costo; se ha estimado en exceso que el importe de estos materiales

representa el 5% del costo del material directo.

COSTO DEL MAT. - I/.31,000.00 INDIRECTO
--

8.2.2. Mano de Obra Indirecta

Está compuesta por el recurso humano que no tienen intervención directa en la transformación del material, sino la de supervisar y administrar, tales como el jefe de taller, capataz, etc. En nuestro caso participarán 1 supervisor de construcción civil, 1 supervisor mecánico y otro electricista, cuyos sueldos son de I/.2,000.00 mensual; como la construcción durará máximo 45 días, el costo de la mano de obra indirecta será de :

$$I/.2,000.000 \times 3 \times 1.5 = I/.9,000.00$$

COSTO DE MANO DE OBRA INDIRECTA - I/.9,000.00

8.3. INVERSION Y FINANCIAMIENTO

8.3.1. Inversión

El costo total de la construcción e instalación del horno dá como resultado una inversión que debe cubrir el total de los costos directos e indirectos y es de :

$$\text{INVERSION} = 620,968 + 20,647 + 31,000 + 9,000$$

INVERSION - I/.681,615.00

0.3.2. Financiación

En esta parte calcularemos la utilidad líquida por cada tonelada métrica de piezas producidas y con esta determinaremos cuantas toneladas serán necesarias para financiar la inversión de la construcción e instalación del horno.

Para una producción anual de 39,752 toneladas métricas de piezas se utilizan los siguientes insumos

<u>MATERIAL DIRECTO</u>	<u>UNIDAD</u>	<u>CANTIDAD</u>	<u>IMPORTE EN</u> <u>I/-/1000</u>
Chatarra de fierro y acero	T.M.	41,065	231,593
Ferro Molibdeno y Ferro Selenio	Kg	27,478	19,908
Aluminio en lingote	Kg	76,938	4,918
Arena sílice y Bentonita	T.M.	8,389	7,566
Aceite de pescado	gms	47,218	3,346
Oxígeno	m ³	421,192	11,715
Antracita, Pellets y Oxido de Fe	Kg	979,820	<u>2,103</u>
			281,149
 <u>MATERIAL INDIRECTO</u>			
Tierras y ladrillos refractarios			17,238
Moldes y parrillas			7,822
Piedra de canchil			<u>3,273</u>
			28,333

<u>GASTOS INDIRECTOS</u>	<u>UNIDAD</u>	<u>CANTIDAD</u>	<u>IMPORTE EN</u> <u>I././1000</u>
Energía eléctrica	Kw	42'506,480	69,031
Petróleo	gms	1'362,556	20,455
Material Auxiliar, repuestos y otros		Varios	<u>58,215</u>
			<u>147,701</u>

El Estado de Operación de esta producción es el siguiente :

Expresado en miles de INRIS al 31/12/85

VENTAS.....		1'394,165	
Material Directo		281,247	
Material Indirecto		28,332	
Otros Gastos Indirecto		147,701	
Mano de Obra Directa e Indirecta		269,146	
Gastos Administrativos y Ventas		<u>66,588</u>	
COSTO DE VENTAS.....		793,014	<u>793,014</u>
UTILIDAD DE OPERACION.....			601,151
Otros Egresos		92,781	
Otros Ingresos		<u>31,353</u>	
		61,428	<u>61,428</u>
UTILIDAD NETA.....			539,723
IMPUESTOS A LA RENTA.....			<u>252,970</u>
UTILIDAD LIQUIDA.....			286,753

NOTA .- Otros impuestos y deducciones a las ventas generados por Decretos Legislativos, están incluidos en los impuestos a la renta.

Por lo tanto la utilidad líquida de cada tonelada métrica de piezas producidas es :

$$\frac{\text{UTILIDAD LIQUIDA } 286'753,000}{\text{PRODUCCION } 59,752}$$

$$\boxed{\text{I/. } 7,214.00/\text{T.M.}}$$

Luego la inversión para la construcción e instalación del horno será financiada por :

$$\frac{\text{INVERSION}}{\text{UTILIDAD LIQUIDA/T.M.}} = \frac{\text{I/. } 681,615.00}{\text{I/. } 7,214.00/\text{T.M.}}$$

$$\boxed{94.485 \text{ T.M. de piezas}}$$

CONCLUSIONES

- 1.- Como en el diseño de hornos industriales para calentamiento los cálculos están basados en los conocimientos de Transferencia de Calor y que estos cálculos generalmente son iterativos, resultando laboriosos e imprecisos, se hizo necesario la elaboración de un programa para facilitar los cálculos y hacerlos más precisos.
- 2.- Para no utilizar la computación solo para resolver un caso particular, se ha elaborado un programa general de tal manera que introduciendo solamente los datos ya mencionados en el punto 4.5.1., realice los cálculos del diseño de hornos industriales para calentamiento por lotes ya sea con celera fija o móvil, dando como resultados : Las dimensiones de la cámara de calentamiento, paredes, bóveda, celera y puerta; espesores de refractario y aislante; efectos de la dilatación térmica y temperaturas interior, intermedia y exterior de las paredes, bóveda y celera; y por último la potencia máxima de operación, con la cual se podrá diseñar el sistema calefactor.
- 3.- Los 19 datos que se necesitan para operar el programa, están constituidos por parámetros que da el interesado como producción diaria y tiempo de servicio por día; especificaciones de los materiales a procesar, de los elementos liberadores de calor, de los materiales de la mampostería. Los datos se introducen tal como se indica en el punto 4.6.1.

4.- Dado que la empresa Metalúrgica Peruana S.A. (MEPSA) para su futura línea de producción requiere de un horno de gran capacidad y que las piezas que vá ha procesar son de gran dimensión y peso considerable, se ha diseñado un horno del tipo de carga por lotes con solera móvil. Los valores numéricos obtenidos en el cuadro de resultados del programa, corresponden al horno requerido y han sido obtenidos con los siguientes datoa: 36.00, 24, 3, 950, 15, 0.197, 0.90, 0.90, 1.14, 0.239, 870, 1114.21, 263.42, 1830.00, 481.00, 0.006, 0.90.

5.- En cuanto al material refractario que se ha seleccionado es el de arcilla granular SILICO ALUMINOSO Castable Standard REPSA, porque es el más adecuado y económico para un servidio moderado, tal como lo exige las condiciones impuestas por el tipo de trabajo u operación a efectuar, es decir ;

- La temperatura máxima de trabajo del horno es de 1026°C, la máxima temperatura de servicio del refractario es de 1371°C.
- Calentamiento y enfriamiento progresivo y uniforme del horno.
- La carga no hace contacto con las paredes.
- Fácil de instalar y reparar de un modo sencillo y eficaz.
- Se pueden formar piezas monolíticas caprichosas, evitando comprar ladrillos de formas especiales.

En lo que respecta al aislante (concreto HW-16), se ha seleccionado por las mismas razones que el refractario.

- 6.- Con los resultados del procesamiento del programa, se ha calculado y diseñado la estructura metálica, se ha hecho una evaluación técnica económica para el sistema de calentamiento por resistencia eléctrica y por combustión de petróleo Diesel No.2 y seleccionado el sistema más adecuado.
- 7.- En el diseño del techo se ha elegido el de arco libre porque, aunque es complejo en su comportamiento mecánico, es más seguro y económico ya que por su forma es más estable y de menor frecuencia de reparaciones.
- 8.- Como la bóveda no se apoya sobre las paredes, sino sobre la estructura por medio de salmeras, para no someterles a los esfuerzos de ceta; las paredes no se encuentran sujetas en la parte superior, es por eso que se la fijan por medio de enlaces móviles a la estructura metálica.
- 9.- Con respecto al sistema de calentamiento, después de haber hecho una evaluación técnico-económica entre los sistemas por resistencia eléctrica y por combustión de petróleo Diesel No. 2; se eligió el sistema por resistencia eléctrica porque nos ahorra un 53% de dinero con respecto al otro sistema y técnicamente tiene menor efecto negativo en el tratamiento propiamente dicho.
- 10.- En cuanto a la estructura metálica, no se incluyó en los cálculos con el programa general, porque cada diseño estructural va de acuerdo al tamaño, tipo de trabajo y proceso de producción particular de cada horno. En nuestro caso la estructura

a sido diseñado en base a los fundamentos de la American Institute of Steel Construction inc., sin tener en consideración la temperatura porque, según los resultados obtenidos, esta está sometida a una temperatura de 100°C-140°C y que con un buen factor de seguridad compensamos la disminución de la resistencia del material y además con estas temperaturas el efecto de dilatación no es apreciable.

- 11.- En cuanto a los mecanismos para operar la puerta y la solera, se han diseñado los sistemas con elementos electromecánicos y controles automáticos que han sido seleccionados de acuerdo a las especificaciones que dan los fabricantes de estos elementos, tales como Renold, Delcrosa, SKF, FAIK y AIRTECSA y ajustandonos a las normas SAE, ASME, y ASTM.
- 12.- De los diferentes elementos de medidas de temperatura que existen, se ha elegido un pirómetro con par termoeléctrico de Ni-Cr, porque es el más económico dentro del rango de temperatura en la que va a operar, 950°C a 1026°C. Para el control de temperatura se ha seleccionado un equipo de prestigio y garantía como el "Electronik" 15 que suministra la Minneapolis Honeywell Company a través de sus representantes de ventas en el Perú.
- 13.- La evaluación económica de la construcción e instalación del horno, da como resultados una inversión de 1/.681,615.00, la que será financiada por 94.485 T.M. de piezas acabadas y vendidas.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Hornos Industriales Volúmenes I y II
W. Trinks y M. H. Mawhinney
Ediciones Urno-Bilbao, 1971
- 2.- The Science of Flames and Furnaces
Thing M. W.
The Chapman and Hall 1962 2da. edición
- 3.- Principios de Transferencia de Calor
Frank Kreith
International Textbook Company 1968
- 4.- Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería
James R. Welty
Editorial Limusa, México 1978
- 5.- Termodinámica
Virgil Moring Fairres
Editorial UTEHA 4ta. edición 1978
- 6.- Programación Fortran
Seymour Lipschutz - Arthur Fox
Editorial Mc GRAW-HILL
- 7.- Manual of Steel Construction (AISC)
American Institute of Steel Construction Inc.
400 North Michigan Avenue
8va. edición
- 8.- Manual del Constructor de Maquinas
H. Dubbel
Editorial Labor S.A. 1975
- 9.- Manual Universal de la Técnica Mecánica
Erik Oberg - F. D. Jones
Editorial Labor S.A. 14ta. edición 1975
- 10.- Modern Refractory Practice Catalog
Harbison -Walker Refractories Co.
Pittsburgh-Pennsylvania 5ta. edición
- 11.- Catálogo de Refracterias
Refracterias Peruanas S.A. REPSA
Av. Materiales 2826 - apartado 2826 Lima 1

- 12.- Oil Buses Catalog No. 140
Hanck Manufacturing Co.
New York-USA 3ra. edición
- 13.- Manual Técnico de Elementos de Calefacción
MATEYSA S.R.L.
Av. Arica 2455 Lima
- 14.- Operator's Manual No.001-5 ISSUE2
Honeywell Process Control Division
1100Virginia D.F. Washington, Pa; 19034
- 15.- Manual de Rodamientos
SKF No.2400Sp
- 16.- Catálogo de Motores y Motorreductores
Construcciones Electromecánicas (DELGROSA)
Av. Argentina 1509 Apartado 48 Lima
- 17.- Catálogo de Cadenas Transportadoras y Transmisiones
Renold Limited Sales Division
Manchester England
- 18.- Everything in Power Transmission Equipment and Conveyors
Patron Transmission Co. Inc.
Catalog No.76 edición 1971