



ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
SEDE LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

TESIS DE GRADO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO DE
CRISOL BASCULANTE, CALENTADO POR
COMBUSTIBLE PARA LA FUNDICIÓN DE ALUMINIO”**

JOSÉ FERNANDO SALTOS OLALLA
JUAN JOSÉ VARGAS CARRILLO

2009

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, José Fernando Saltos Olalla y Juan José Vargas Carrillo

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO DE CRISOL BASCULANTE, CALENTADO POR COMBUSTIBLE PARA LA FUNDICIÓN DE ALUMINIO”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que consta al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente el presente trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, 12 de febrero del 2009

José Fernando Saltos Olalla

CI: 050294644-5

Juan José Vargas Carrillo

CI: 180360134-1

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, José Fernando Saltos Olalla y Juan José Vargas Carrillo

Autorizamos a la ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo de grado titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO DE CRISOL BASCULANTE, CALENTADO POR COMBUSTIBLE PARA LA FUNDICIÓN DE ALUMINIO” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, 12 de febrero del 2009

José Fernando Saltos Olalla

CI: 050294644-5

Juan José Vargas Carrillo

CI: 180360134-1

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. GUIDO TORRES (DIRECTOR)

ING. LUIS MENA (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO DE CRISOL BASCULANTE, CALENTADO POR COMBUSTIBLE PARA LA FUNDICIÓN DE ALUMINIO”, realizado por los señores José Fernando Saltos Olalla y Juan José Vargas Carrillo, ha sido guiado y revisado periódicamente cumpliendo con las normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de UN empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos de la tesis. Autorizan a los señores José Fernando Saltos Olalla y Juan José Vargas Carrillo que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de Carrera.

Latacunga, 12 de febrero del 2009

Ing. Guido Torres
DIRECTOR

Ing. Luis Mena
CODIRECTOR

DEDICATORIA

Al culminar una etapa más de mi vida, me gustaría dedicar esta tesis a mis padres ya que con su esfuerzo y dedicación han sabido inculcar en mí ese ejemplo de lucha y perseverancia.

Siendo este el primer peldaño de mi vida y pese a toda adversidad que pudo truncarla, siempre existió una voz dulce y cariñosa que me alentaba para poder seguir adelante. Por lo tanto éste triunfo va dedicado especialmente para mi madre.

Para finalizar dedico esta tesis a todas las personas que me brindaron su amistad y confianza, ya que de una u otra manera, fueron partícipes para poder cristalizar mis sueños.

Juanjo

DEDICATORIA

Con el amor de siempre, dedico mi esfuerzo y trabajo que va plasmado en la presente investigación ; a mis padres, hermanos, abuelitos y de manera especial a mi tío Marco; por ser quienes me ayudaron en el camino y en el cumplimiento de mi meta profesional.

José

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento primero a Dios, ya que sin él nada sería posible; después a mis queridos padres y hermanos que siempre estuvieron ahí, apoyándome a cada instante para poder alcanzar mis metas.

También sería imposible el olvidar a mis amigos y profesores, con quienes compartí esta linda etapa de mi vida, llena de triunfos y derrotas pero siempre con la convicción de luchar por mis ideales.

Finalmente les agradezco a todas las personas que confiaron en mí brindándome su apoyo para poder culminar de esta manera otro ciclo de mi vida.

Juanjo

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios en primera instancia, por la sabiduría e inteligencia que derramó sobre mí. Luego a las autoridades y maestros de mi querida institución la Escuela Superior Politécnica del Ejército Sede Latacunga, por haberme acogido y brindado el apoyo y la confianza en el largo trayecto de mi vida estudiantil.

A los Ingenieros Guido Torres y Luis Mena, por su invaluable asesoramiento en el desarrollo de la presente Tesis y a todos quienes aportaron con sus conocimientos para alcanzar el éxito deseado en la consecución del objetivo planteado.

José

INDICE

| | |
|---|-------------|
| CARÁTULA | I |
| DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD | II |
| AUTORIZACIÓN | III |
| CERTIFICACIÓN | IV |
| DEDICATORIA | V |
| AGRADECIMIENTO | VII |
| CONTENIDO | IX |
| RESUMEN | XIII |
| PRESENTACIÓN | XV |
| | |
| I.- MARCO TEÓRICO | 1 |
| | |
| 1.1.- HORNO DE CRISOL | 1 |
| 1.1.1.- TIPOS DE HORNO DE CRISOL | 2 |
| 1.1.1.1.- HORNOS POZO | 2 |
| 1.1.1.2.- HORNOS BALE OUT | 2 |
| 1.1.1.3. - HORNOS BASCULANTES | 2 |
| 1.1.1.4.- HORNO DE CRISOL INMENSO | 3 |
| 1.1.1.5.- HORNO ROTATIVO DE CRISOL | 3 |
| 1.2.- FORMAS DE CALENTAMIENTO DE UN HORNO DE CRISOL | 4 |
| 1.3.- MEDICIÓN DE TEMPERATURA | 5 |
| 1.3.1.- SENSORES DE TEMPERATURA | 6 |
| 1.3.2.- MEDICIÓN DE LA TEMPERATURA POR EL COLOR | 6 |
| 1.4.- PUNTO DE FUSIÓN DE LOS METALES | 7 |
| 1.5.- CUALIDADES TÉCNICAS Y ECONÓMICAS | 8 |
| 1.5.1.- CUALIDADES DE ORDEN TÉCNICO | 8 |
| 1.5.2.- CONDICIONES PARA MEJORAR LA PRODUCTIVIDAD Y REDUCIR EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE. | 9 |

| | |
|--|-----------|
| 1.5.3.- CONDICIONES ECONÓMICAS | 9 |
| 1.5.4.- CONDICIONES DE FACILIDAD DE OPERACIÓN | 9 |
| 1.6.- MATERIALES | 10 |
| 1.6.1.- CONSTRUCCIÓN DEL HORNO | 10 |
| 1.6.2.- FUNDICIÓN | 10 |
| 1.6.3.- COLADA | 10 |
| 1.6.4.- SEGURIDAD | 10 |
| 1.7.- HERRAMIENTAS, EQUIPOS Y MEDIOS AUXILIARES PARA LA FUNDICIÓN. | 11 |
| 1.7.1.- ESCORIADORES O SEPARADORES DE ESCORIAS | 11 |
| 1.8.- CÁLCULO DE ENGRANAJES | 12 |
| 1.8.1.-TIPOS DE ENGRANAJES | 12 |
| 1.8.1.1.- EJES PARALELOS | 12 |
| 1.8.1.2.- EJES PERPENDICULARES | 12 |
| 1.8.1.3.- POR APLICACIONES ESPECIALES | 13 |
| 1.8.1.4.- POR LA FORMA DE TRANSMITIR MOVIMIENTO | 13 |
| 1.8.1.5.- TRANSMISIÓN MEDIANTE CADENA | 13 |
| 1.9.- CARACTERÍSTICAS QUE DEFINEN UN ENGRANAJE DE DIENTES RECTOS. | 13 |
| 1.10. - ELEMENTOS DE UN ENGRANAJE | 15 |
| 1.10.1.- FÓRMULAS CONSTRUCTIVAS DE LOS ENGRANAJES RECTOS | 17 |
| II.- ESTUDIO TÉRMICO | 19 |
| 2.1.- DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS | 19 |
| 2.2.- ESQUEMA DE ELEMENTOS INTERNOS PRINCIPALES DEL HORNO. | 20 |
| 2.3.- ENERGÍA NECESARIA PARA FUNDIR EL METAL | 21 |
| 2.3.- DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN | 23 |
| 2.4.- PÉRDIDA DE CALOR POR LAS PAREDES | 25 |
| 2.5.- DIMENSIONAMIENTO DEL QUEMADOR | 30 |

| | |
|---|-----------|
| III.- DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS QUE INTERVIENEN EN LA CONSTRUCCIÓN DEL HORNO | 34 |
| 3.1.- DISEÑO DEL CILINDRO METÁLICO | 34 |
| 3.1.2.- DETERMINACIÓN DE CARGAS | 34 |
| 3.1.3.- SISTEMA DE DESCARGA | 35 |
| 3.2.- DISEÑO DE EJES | 36 |
| 3.2.1.- FUERZAS QUE ACTÚAN EN LOS ENGRANAJES RECTOS | 37 |
| 3.2.1.1.- FUERZAS TANGENCIALES | 37 |
| 3.2.1.2.- FUERZAS RADIALES | 38 |
| 3.2.1.3.- FUERZAS RESULTANTES | 38 |
| 3.2.2.- DISEÑO EJE # 1 | 38 |
| 3.2.2.1.- DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE | 39 |
| 3.2.2.2.- DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO | 40 |
| 3.2.3.- DISEÑO EJE # 2 | 41 |
| 3.2.3.1.- POR EQUILIBRIO | 44 |
| 3.2.3.2.- DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE | 45 |
| 3.2.3.3.- DIAGRAMA DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO | 45 |
| 3.3.- DISEÑO DE ENGRANES | 47 |
| 3.3.1.- TIPO DE ENGRANAJES | 47 |
| 3.3.2.- DIMENSIONAMIENTO | 48 |
| 3.4.- TENSIONES EN LOS DIENTES DE LOS ENGRANES | 54 |
| 3.4.1.- ESFUERZOS POR FLEXIÓN | 54 |
| 3.5.- DISEÑO POR CONTACTO (CORROSIÓN) | 59 |
| IV.- CONSTRUCCIÓN | 62 |
| 4.1.- DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESOS | 62 |
| 4.1.2.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN | 62 |
| 4.1.3.- ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN | 63 |
| 4.1.4.- ETAPAS DE MONTAJE | 66 |

| | |
|---|-----------|
| V.- PRUEBAS | 71 |
| 5.1.- OBSERVACIONES | 72 |
| VI.- COSTOS | 73 |
| 6.1.- TABLA DE COSTOS | 73 |
| VII.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 74 |
| 7.1.- CONCLUSIONES | 74 |
| 7.2.- RECOMENDACIONES | 74 |
| ANEXOS | 76 |
| BIBLIOGRAFÍA | 98 |

PRESENTACIÓN

ANTECEDENTES

La Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga formadora de profesionales e investigadores de excelencia, con capacidades de liderazgo, pensamiento crítico y conciencia ciudadana, son capaces de proporcionar e implantar alternativas de solución a los problemas de la colectividad promoviendo el desarrollo integral del país.

La carrera de Ingeniería Automotriz, forma profesionales calificados para desempeñarse en cualquier campo de su competencia, ya sea en mantenimiento, diseño, construcción y reparación.

El tema del proyecto responde a la necesidad de dar soluciones a los problemas el momento de la obtención de piezas metálicas para la construcción de máquinas. Estas constituyen en la mayoría de los casos la parte preponderante de ellas, ya que el procedimiento de la fundición permite obtener fácil y económicamente piezas de diversas formas y tamaños. Utilizar de modo conveniente algunos metales y aleaciones cuyas características particulares no los hacen aptos para otros procesos.

JUSTIFICACIÓN

Es de vital importancia, el implementar el taller de fundición para la carrera de Ingeniería Automotriz; ya que en la actualidad la carestía de la vida por la crisis mundial y las resoluciones tomadas por el Gobierno para enfrentar dicha crisis desencadenó como consecuencia la resolución de una nueva ley; la cual se basa en restringir las importaciones de productos suntuarios. Con lo cual ha impactado directamente al encarecimiento de los repuestos automotrices. De ahí

que se hace casi imposible el acceder a una persona de clase media, a algún repuesto original.

Por estas razones se ha generado la necesidad de producir en el país piezas mecánicas, las cuales satisfagan la demanda nacional, siempre y cuando resulte ser un producto bueno y barato.

La Escuela Politécnica del Ejército no se encuentra exenta a la crisis global y sobre todo a la realidad nacional en la vivimos. Es por ello que la Universidad debe estar acorde a las exigencias de estos tiempos e implementar el taller de fundición.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL DEL PROYECTO

Diseñar y Construir de un Horno de Crisol Basculante, Calentado Combustible para la Fundición de Aluminio.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS DEL PROYECTO

- Crear un sistema de fundición que brinde facilidades de operación y seguridad para el operario.
- Realizar un sistema que logre decrecer en cierta medida las pérdidas de calor que se generan en el momento de la fundición.
- Realizar un estudio y diseño de elementos para la selección adecuada de materiales que brinden una larga vida útil del mismo.
- Desarrollar un sistema de calentamiento con la finalidad de que cause un mínimo daño al medio ambiente.

METAS DEL PROYECTO

- Elaborar el proyecto para implementarlo en el futuro taller de fundición, con la única finalidad de beneficiar al estudiante en su correcta formación académica.
- Crear un documento que sirva como guía para el estudiante y que a la vez, resulte como referente para potenciar nuevos proyectos en esta materia.
- Optimizar el sistema de quemador, con la finalidad de causar un mínimo impacto al medio ambiente y que al mismo tiempo sea conveniente el adquirirlo.

CAPÍTULO I

1.- MARCO TEÓRICO

1.1.- HORNO DE CRISOL

El horno de crisol es un equipo utilizado principalmente para la fusión de metales no ferrosos. En este equipo el metal a ser fundido se encuentra en el interior de un crisol fabricado de grafito o carburo de silicio. Este crisol se posiciona en el interior de la cámara de combustión cilíndrica, que a su vez está formada internamente por un revestimiento refractario y externamente por una carcasa de chapa de acero. El revestimiento refractario normalmente se confecciona a partir de ladrillos especiales y posee la finalidad de resistir el elevado calor existente en el interior de la cámara de combustión, mientras que la carcasa tiene la finalidad de sustentar todo el conjunto. El interior de la cámara de combustión debe ser perfectamente cilíndrico para permitir la distribución uniforme del calor.

El crisol se posiciona en el centro de la cámara de combustión y se apoya sobre un pedestal, también confeccionado a partir de material refractario. Sobre el horno existe una tapa para evitar las pérdidas de calor e impedir la salida libre de la llama.

Otra característica importante es que el metal prácticamente no entra en contacto con la fuente de calentamiento (hecho por vía indirecta) y por esto, está sujeto a poca contaminación.

1.1.1.- TIPOS DE HORNOS DE CRISOL:

Los diferentes tipos de horno de crisol se pueden definir de la siguiente manera:

1.1.1.1.- Hornos pozo

El crisol es removido del horno y llevado hasta los moldes para vaciar el metal. Este horno se puede construir sobre o bajo el nivel del suelo. En ambos casos el horno es fijo. Existen en una variedad de tamaño para acomodar crisoles desde 15 a 150 kg de capacidad de latón. Son extremadamente flexibles, tanto en relación a las aleaciones como a las cantidades. Se pueden usar crisoles distintos para diferentes aleaciones y hasta cierto punto, crisoles de distinto tamaño en un mismo horno.

1.1.1.2.- Hornos Bale-out (de espera)

El metal es retirado del crisol con cucharas y transferido a los moldes. Se utilizan principalmente, para fundición bajo presión, donde se necesitan pequeñas cantidades a intervalos frecuentes. Capacidades típicas en el rango de 50 a 500 kg de aluminio y 110 a 330 kg de latón. Rendimiento máximo: 240 kg de aluminio por hora.

1.1.1.3.- Hornos Basculantes

Son hornos móviles apoyados sobre un sistema de sustentación. Usualmente se les utiliza cuando es necesaria una producción relativamente grande de una aleación determinada. El metal es transferido a los moldes en una cuchara o un crisol precalentado, con la excepción de casos especiales en que es vaciado directamente. El tipo original de horno basculante, con capacidades de 70 a 750 kg de latón, bascula en torno a un eje central. Su desventaja es que el punto de descarga acompaña el movimiento basculante. Para superar este

inconveniente se desarrolló un horno basculante de eje en la piquera, con capacidad de 200 a 750 kg de latón, y el modelo moderno es basculado por pistones hidráulicos, otorgando la ventaja de un mayor control en la operación de vaciado.

1.1.1.4.- Horno de crisol inmerso

Es el inverso del horno normal de crisol, en el sentido de que la llama quema dentro del crisol que está inmerso en el baño de aleación de zinc o aluminio, el cual se encuentra en un recipiente refractario. Estos hornos son fabricados con capacidad de fusión de 300 a 1000 kg de aluminio por hora. Sus ventajas principales respecto de hornos de llama abierta son una mayor eficiencia, que alcanza a un 40% y pérdidas de metal de tan sólo un 1 ó 2%, otorgando una considerable economía financiera.

1.1.1.5.- Horno rotativo de crisol

Se utilizan para la recuperación de viruta, escoria y otros tipos de chatarra menuda. El horno contiene un crisol con forma de garrafa, con capacidad de 300 kg de limadura de latón y trabaja a un ángulo aproximado de 50° con respecto a la vertical. El cuerpo del horno y el crisol giran constantemente durante la fusión, trayendo el metal para el lado caliente del crisol y tirando la limadura no fundida hacia adentro y abajo del metal ya fundido. De esta forma, la rotación proporciona una fusión más rápida y también evita la adhesión de la carga a las paredes del crisol, como ocurre frecuentemente con los hornos convencionales. El formato del crisol y especialmente el cuello estrecho, junto con las condiciones neutras o reductoras dentro del crisol, virtualmente eliminan las pérdidas por oxidación de las cargas y aseguran una alta recuperación de metal (un porcentaje típico es la recuperación de un 94% del metal de limadura de latón 60/40, conteniendo 3% de aceite).

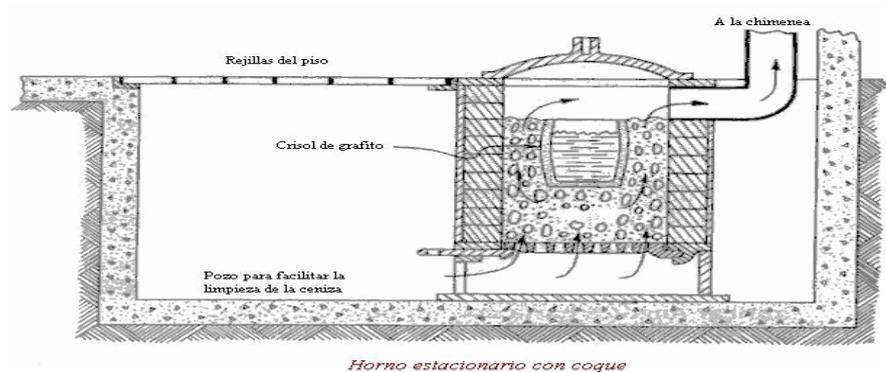


Fig. 1.6.- Horno estacionario con coque

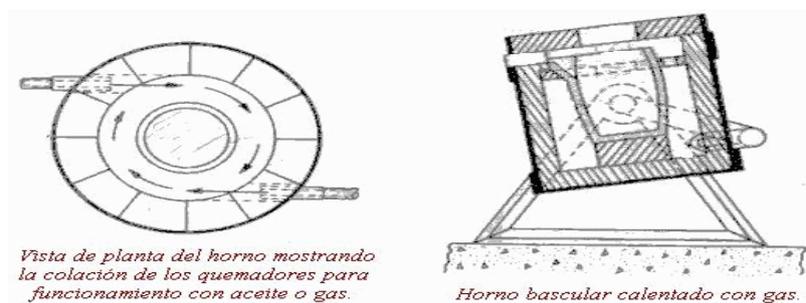


Fig. 1.7.- Horno basculante

1.2.- FORMAS DE CALENTAMIENTO DE UN HORNO DE CRISOL

En relación a la forma de energía utilizada, los hornos de crisol pueden ser operados básicamente a través de energía eléctrica o de combustibles. En relación a la energía eléctrica, los hornos más comunes son de resistencia y de inducción. En cuanto a los combustibles, se puede utilizar una serie de formas diferentes (*tabla 1*). Cada forma de energía, sea eléctrica o en forma de combustible, posee sus ventajas y desventajas que deben ser aprovechadas o evitadas de acuerdo con las condiciones de producción exigidas, o en función de la política de abastecimiento adoptada.

| Combustible | Tipo | Poder Calorífico (Kcal/Kg) |
|--------------------|-----------------------------|---------------------------------------|
| Sólido | Leña | 3800 |
| | Carbón mineral | 4000 a 6000 |
| | Coque de fundición | 6200 a 7500 |
| | Coque de petróleo | 8000 |
| | Carbón vegetal | 6500 a 7000 |
| Líquido | Gasolina | 10200 |
| | Petróleo diesel | 11000 Kcal/litro |
| | Alcohol etílico | 7300 |
| | Querosene | 11600 |
| | Petróleo - Fuel - Oil - OC4 | 9820 10000 |
| Gaseoso | Gas licuado | 10900 |
| | Gas de coque | 4500 |
| | Gas natural | 10000 |
| | metano | 8500 |

Tabla 1.- Principales tipos de combustible que pueden ser usados en la operación de los hornos de crisol

1.3.- MEDICIÓN DE TEMPERATURA

La exactitud con que midan y controlen las temperaturas determinará el éxito de la operación de algunos procesos metalúrgicos, como la fundición, la refinación y el tratamiento térmico. También tendrá un profundo efecto sobre las propiedades de resistencia de muchos metales y aleaciones.

La temperatura de proceso debería controlarse dentro de $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$. Aunque a veces es posible este apretado rango, uno más práctico es de $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

Se deben ejecutar tres pasos en todo proceso de control de temperatura. Antes de poder establecer control, primero se debe "sentir" (detectar) la variable mediante algún mecanismo que responda a cambios en la calidad o valor de la variable. Luego esta cantidad o su cambio, debe ser indicada o registrada previo a ser controlada. Siguiendo la acción de control, el último paso en la secuencia es la transmisión de la salida del controlador al "elemento final", el cual es un componente del proceso en sí.

Los elementos finales envían por medio de un relé la salida del controlador y causan cambios correctivos en el proceso.

1.3.1.- SENSORES DE TEMPERATURA

Como es a menudo el caso, una variable es medida y luego traducida, o convertida, a otra. Por ejemplo, las temperaturas ambientales se miden por la expansión o contracción de una columna de fluido o de un metal. Mediante calibración, estas variables se convierten a lecturas de temperatura numérica. Estos simples mecanismos, sin embargo, no se adecúan a temperaturas más elevadas. Los sensores utilizados para medir altas temperaturas son los termopares y los pirómetros. Como sea, ambos utilizan el mismo enfoque anterior; esto es, se mide una variable y se la convierte a otra.

1.3.2.- MEDICIÓN DE LA TEMPERATURA POR EL COLOR

Uno de los métodos más sencillos para exterminalar la temperatura de un metal es mediante la observación del color del cuerpo caliente. Existe una correlación trivial entre la temperatura de un metal y su color, como se ve en la *Tabla 1.1*. Este método dará sólo estimaciones de temperatura aproximadas, excepto cuando lo aplique un observador experimentado. La principal dificultad es que la apreciación del color varíe con los diferentes materiales.

| COLOR | TEMPERATURA °C |
|--|----------------|
| Rojo tenue  | 500 |
| Rojo oscuro  | 620 |
| Cereza oscuro  | 650 |
| Rojo cereza  | 700 |
| Cereza subido  | 800 |
| Naranja oscuro  | 900 |
| Naranja  | 950 |
| Amarillo  | 980 |

TABLA 1. 1.- Variación del calor con la temperatura

Si se necesita una indicación o un registro continuo de la temperatura, los instrumentos que se utilicen pueden ser de dos tipos:

a) Los sistemas mecánicos que funcionan esencialmente por efecto de la expansión de un metal, un líquido, un gas o vapor.

b) Los sistemas eléctricos que funcionan por medio de la resistencia eléctrica medida, un termopar, la radiación o pirómetros ópticos.

1.4.- PUNTO DE FUSIÓN DE LOS METALES

Los metales se funden a diferentes temperaturas, la *Tabla 1.2.* muestra los puntos de fusión de los metales más comunes.

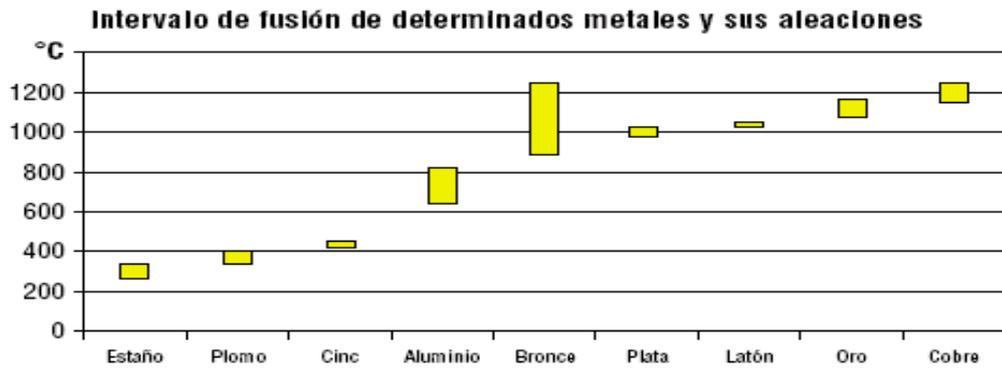


TABLA 1.2.- Intervalos de fusión de metales y sus aleaciones

1.5.- CUALIDADES TÉCNICAS Y ECONÓMICAS

Las principales cualidades técnicas y económicas que deben cumplir los hornos de fundición se resumen de la siguiente manera:

1.5.1.- CUALIDADES DE ORDEN TÉCNICO

- Fundir el metal tan rápido como sea posible y elevarlo a la temperatura de vaciado requerida.
- Mantener tanto la pureza de la carga, como precisión de su composición.
- Poco tiempo de parada.
- Uniformidad de temperatura.
- Instalación de distribución y regulación de temperatura.
- Diseño robusto del horno.
- El metal prácticamente no entra en contacto con la fuente de calentamiento (hecho por vía indirecta) y por esto, está sujeto a poca contaminación.

1.5.2.- CONDICIONES PARA MEJORAR LA PRODUCTIVIDAD Y REDUCIR EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE

- Realización de la combustión en un volumen muy reducido.
- Utilización de viento precalentado o de aire enriquecido en oxígeno.
- Utilización de un combustible de calidad.
- Reducción de pérdidas térmicas hacia el exterior.

1.5.3.- CONDICIONES ECONOMICAS

El obstáculo mayor que confrontará todo aquel que quiere iniciarse en la escultura de metal es generalmente el alto costo del equipo para derretir metales. Un quemador a gas, los tanques, los medidores y los reguladores de presión necesarios, resulta una inversión cuantiosa.

Las fundidoras de aluminio afrontan muchos factores que han tenido un gran impacto sobre su economía. Desde los costos en aumento de energía, materiales y mano de obra, hasta la amenaza de más reglamentación gubernamental, el enfoque de las fundidoras de aluminio se divide entre los temas relacionados con el colado y las realidades de la manufactura actual.

Entre las condiciones económicas que este presenta tenemos:

- Costes de adquisición.
- Materia prima a base de la chatarra.
- El costo de operación del horno.
- Consumo de energía.

1.5.4.- CONDICIONES DE FACILIDAD DE OPERACIÓN

- Facilidad de instalación.
- Facilidad de carga de material.
- Comodidad en la ejecución de las operaciones.

1.6.- MATERIALES

1.6.1.- CONSTRUCCIÓN DEL HORNO

- Pala
- Wincha
- Ladrillo refractario
- Refractario molido
- Quemador a gas
- Plancha de hierro
- Crisol
- Tubos

1.6.2.- FUNDICIÓN

- Metal a fundir
- Combustible
- Encendedor

1.6.3.- COLADA

- Pinzas
- Moldes
- Arena

1.6.4.- SEGURIDAD

- Guantes
- Respiradores
- Ropa adecuada

1.7.- HERRAMIENTAS, EQUIPOS Y MEDIOS AUXILIARES PARA LA FUNDICIÓN

Durante la ejecución de los diversos trabajos que el moldeador o fundidor realiza, ya sean artesanales o con algún desarrollo, es necesario utilizar distintos tipos de herramientas manuales para formar los moldes.

Tipos de herramientas:

- Palas
- Picos y horquillas
- Reglas
- Agujas de ventilar
- Paletas de alisar
- Alisadores
- Espátulas
- Puntas o extractores de moldeo
- Martillos y macetas
- Mordaza o presillas

1.7.1.- ESCORIADORES O SEPARADORES DE ESCORIAS

Es el canal distribuidor intermedio de sección generalmente trapezoidal que une el orificio de bajada con los canales de admisión a la pieza.

Tipos:

- Escoriador en zigzag
- Escoriador con cambio de dirección
- Separador de escoria con macho filtro
- Escoria con trampa angular.

1.8.- CÁLCULO DE ENGRANAJES

Un engranaje es un elemento mecánico destinado a transmitir el movimiento de rotación sin deslizar. Dada la dificultad que presenta esa ausencia de deslizamiento en una superficie lisa, los engranajes presentan una superficie dentada, destinada a engranar uno con otro, de modo que ese deslizamiento sea imposible, realizando una transmisión del movimiento exacta.

1.8.1.-TIPOS DE ENGRANAJES

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado. Según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes:

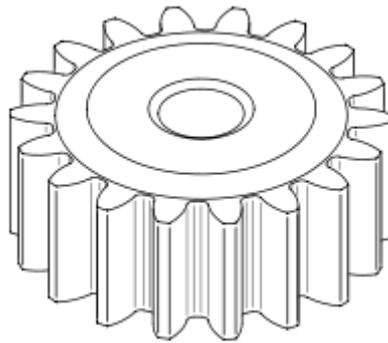


Fig. 1.8.- Piñón recto de 18 dientes

1.8.1.1.- Ejes paralelos:

- Cilíndricos de dientes rectos
- Cilíndricos de dientes helicoidales
- Doble helicoidales

1.8.1.2.- Ejes perpendiculares:

- Helicoidales cruzados
- Cónicos de dientes rectos
- Cónicos de dientes helicoidales

- Cónicos hipoides
- De rueda y tornillo sinfín

1.8.1.3.- Por aplicaciones especiales se pueden citar:

- Planetarios
- Interiores
- De cremallera

1.8.1.4.- Por la forma de transmitir el movimiento se pueden citar:

- Transmisión simple
- Transmisión con engranaje loco
- Transmisión compuesta. Tren de engranajes

1.8.1.5.- Transmisión mediante cadena o polea dentada

- Mecanismo piñón cadena
- Polea dentada

1.9.- CARACTERÍSTICAS QUE DEFINEN UN ENGRANAJE DE DIENTES RECTOS

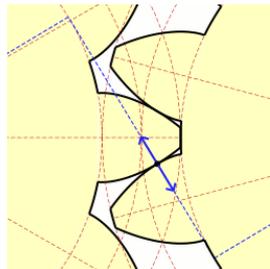


Fig. 1.9.- Representación de las características de un engranaje

Los engranajes cilíndricos rectos son el tipo de engranaje más simple y corriente que existe. Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias; a grandes velocidades, si no son rectificadas, o ha sido corregido su tallado, producen ruido cuyo nivel depende de la velocidad de giro que tengan.

- **Diente de un engranaje.-** Son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos.

El perfil del diente, o sea la forma de sus flancos, está constituido por dos curvas evolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del mismo.

- **Módulo.-** El módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes.

En los países anglosajones se emplea otra característica llamada **Diametral Pitch**, que es inversamente proporcional al módulo. El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. El tamaño de los dientes está normalizado.

El módulo está indicado por números. Dos engranajes que engranan deben tener el mismo módulo.

- **Circunferencia primitiva.-** Es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes.

Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

- **Paso circular.-** Es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.

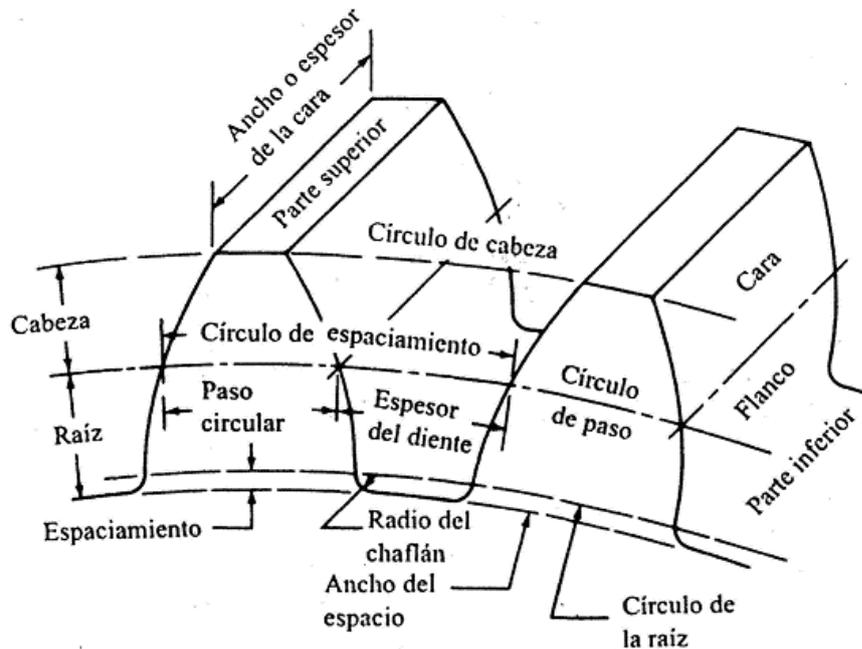


Fig. 1.9.1.- Diagrama de las características que posee un engrane

1.10.- Elementos de un engranaje

- **Espesor del diente.-** Es el grosor del diente en la zona de contacto, o sea, del diámetro primitivo.
- **Número de dientes.-** Es el número de dientes que tiene el engranaje. Se simboliza como (Z). Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de 25° .
- **Diámetro exterior.-** Es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- **Diámetro interior.-** Es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.

- **Pie del diente.-** También se conoce con el nombre de *dedendum*. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.
- **Cabeza del diente.-** También se conoce con el nombre de *adendum*. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.
- **Flanco.-** Es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.
- **Altura del diente.-** Es la suma de la altura de la cabeza (adendum) más la altura del pie (dedendum).
- **Ángulo de presión.-** El que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, ϕ (20° ó 25° son los ángulos normalizados).
- **Largo del diente.-** Es la longitud que tiene el diente del engranaje.
- **Distancia entre centro de dos engranajes.-** Es la distancia que hay entre los centros de las circunferencias de los engranajes.
- **Relación de transmisión.-** Es la relación de giro que existe entre el piñón conductor y la rueda conducida. La R_t puede ser reductora de velocidad o multiplicadora de velocidad. La relación de transmisión recomendada tanto en caso de reducción como de multiplicación depende de la velocidad que tenga la transmisión con los datos orientativos que se indican:

Velocidad lenta: $R_t = \frac{1}{10}$

Velocidad normal : $R_t = \frac{1}{7} - \frac{1}{6}$

Velocidad elevada: $R_t = \frac{1}{4} - \frac{1}{2}$

1.10.1.- FÓRMULAS CONSTRUCTIVAS DE LOS ENGRANAJES RECTOS

TREN DE ENGRANAJES:

$$TV = \frac{N_B}{N_A}$$

DIÁMETROS DE PASO:

Piñón:

Engrane:

$$D_A = \frac{N_A}{P_d}$$

$$D_B = \frac{N_B}{P_d}$$

PASO CIRCULAR:

$$p = \frac{\pi}{P_d}$$

CABEZA:

$$a = \frac{1}{P_d}$$

RAÍZ:

$$b = \frac{1.25}{P_d}$$

ESPACIAMIENTO:

$$c = \frac{0.25}{P_d}$$

PROFUNDIDAD TOTAL:

$$ht = a + b$$

PROFUNDIDAD DE TRABAJO:

$$hk = 2 (a)$$

ESPEJOR DE LOS DIENTES:

$$t = \frac{p}{2}$$

DIÁMETRO EXTERIOR:

Piñón:

Engrane:

$$D_o = D_p + 2a$$

$$D_o = D_G + 2a$$

DISTANCIA CENTRAL:

$$C = \frac{N_p + N_G}{2 \times P_d}$$

CAPÍTULO II

2.- ESTUDIO TÉRMICO

2.1.- DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS

En la práctica la determinación de parámetros de temperaturas tienen dificultades experimentales por no ser fácil medirlas superficialmente, estas no son iguales a la temperatura del aire o gas en contacto con la superficie y varían considerablemente. De bibliografía relacionada, se tiene que la temperatura exterior de las paredes puede ser varios cientos de grados superior a la temperatura del aire y es la temperatura de la pared interior que regularmente es inferior a la temperatura de la cámara del horno o de los gases a la que esta expuesta la superficie.

Los parámetros a tomar en cuenta son:

- **Temperatura exterior (T_{∞})** .- Para este caso se toma la temperatura ambiente 21°C.
- **Temperatura de diseño (T_d)** .- Temperatura seleccionada en base a los metales a fundir, para los cuales se diseña el horno, cuyo punto de fusión es menor o igual a los 660°C. (p.f. Aluminio).
- **Tiempo de calentamiento (t)** .- Es el tiempo que el crisol requiere para estar en capacidad de fundir el metal 60 minutos.
- **Capacidad del horno** .- En función del número de piezas a moldear se selecciona un crisol de una capacidad de 50 kg.

- **Temperatura óptima de colado (T_v)** .- Es la temperatura óptima en la cual el metal puede ser vertido en los moldes.

Para este diseño se ha seleccionado los valores de las propiedades físicas del Aluminio el cual tiene su punto de fusión aproximado a los 660°C, temperatura seleccionada para el diseño del horno.

| | |
|--|------------------------|
| Símbolo | Al |
| Densidad (ρ) a 20°C | 2,7 g/cm. ³ |
| P. fusión | 660°C |
| Calor específico | 0,23 kcal/kg°C |
| Calor latente de fusión | 94 kcal/kg |

TABLA 2.- Propiedades físicas del Aluminio

2.2.- ESQUEMA DE ELEMENTOS INTERNOS PRINCIPALES DEL HORNO

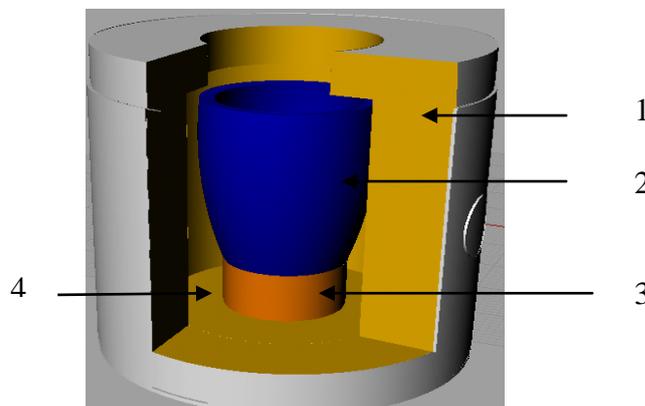


Fig 2. - Esquema elementos internos del horno

1. Pared refractaria.
2. Crisol
3. Base del Crisol
4. Cámara de Combustión

2.3.- ENERGÍA NECESARIA PARA FUNDIR EL METAL

En el proceso de la fusión debemos pasar los metales y sus aleaciones del estado sólido al estado líquido, generando determinada cantidad de calor, bien definida y característica para cada metal o aleación.

Como se comprende fácilmente, después de que ha alcanzado la temperatura o punto de fusión es necesario aplicar más calor para poder transformar el metal o la aleación de sólido a líquido. Durante este período la temperatura no aumenta y la cantidad de calor generada destinada solamente a disgregar el estado sólido, se llama calor latente de fusión. Si cuando toda la masa es líquida, se continúa generando calor, la temperatura vuelve a aumentar y el metal se recalienta.

La energía necesaria para llevar al metal a la temperatura de vertido es la suma de tres cantidades:

- Q_1 .- Calor para elevar la temperatura del metal, desde la ambiente (55% del total).
- Q_2 .- Calor de fusión de la aleación o la energía necesaria para convertirla de sólido en líquido, llamado calor latente de fusión (30% del total).
- Q_3 .- Calor requerido para sobrecalentar el metal hasta la temperatura de vertido (760°C) (15% del total).

Teniendo en cuenta lo expuesto se tiene que el calor necesario para fundir la carga Q es igual a la suma de los calores:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Se tiene que el calor está determinado por la expresión:

$$Q = \frac{mC_p(T_f - T_0)}{t}$$

Donde:

Q = Calor (Kcal/h)

m = peso de la carga (kg)

Cp = Calor específico (kcal/kg°C)

Tf = Temperatura final igual al punto de fusión del aluminio **Td** (°C)

T₀ = Temperatura inicial igual a la temperatura ambiente **T_∞** (°C)

t = Tiempo1 (h)

Datos:

m = 50 Kg

Cp = 0.23 Kcal/Kg°C

Td = 660°C

T_∞ = 21°C

Calor latente de fusión = 94 Kcal/kg

$$Q_1 = \frac{50(0.23)(660 - 21)}{1}$$

$$Q_1 = 7348.500 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_2 = \frac{94(50)}{1}$$

$$Q_2 = 4700 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_3 = \frac{50(0.23)(760 - 660)}{1}$$

$$Q_3 = 1150 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q = (7348.500 + 4700 + 1150) \frac{Kcal}{h}$$

$$Q = 13198.5 \frac{Kcal}{h}$$

El calor necesario para fundir el metal es Q= 13198,5 kcal/h

2.3.- DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Está relacionado con el espacio de combustión o volumen necesario para que se complete dicho proceso.

La estructura cilíndrica del horno permite que haya una mejor distribución del calor alrededor del crisol al momento de la combustión, ubicando el quemador de combustible en la parte inferior del crisol y aprovechar de mejor manera la mezcla hacia la parte superior del crisol.

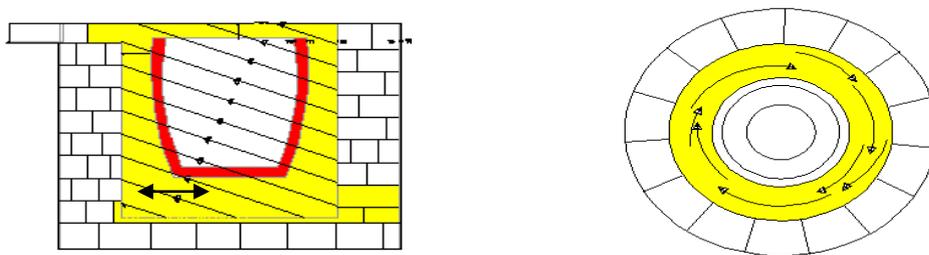


Fig 2.1.- Diagrama del flujo interno de calor

Tomando como fuente de información de pruebas y estudios realizados en la Escuela Politécnica de Riobamba, recomiendan tener una distancia mínima de 2 pulgadas desde el diámetro máxima del crisol hacia las paredes refractarias teniendo una diferencia de 10 cm. en la parte inferior del crisol.

De esta manera el diámetro interno queda determinada por:

$$D_i = D_c + 2 (e_c)$$

Donde:

D_i = diámetro interno del refractario

D_c = Diámetro del crisol 30 cm.

E_c = Espacio de combustión 6 cm

$$D_i = 30 \text{ cm} + 2(6 \text{ cm}) = 42 \text{ cm}$$

Partiendo del diámetro interno seleccionamos el número y forma de los ladrillos refractarios a usar en el diseño, para poder obtener un revestimiento circular como muestran la imagen. Seleccionamos un ladrillo con forma de arco.

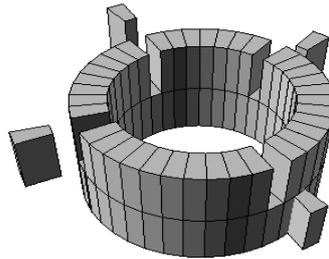


Fig. 2.2.- Construcción de Pared Refractaria

Se debe tomar en cuenta que por efecto del calor circulante se generan en los ladrillos refractarios tres fenómenos: Expansión, conducción y ablandamiento.

Especialmente con lo que se relaciona a expansión térmica que es el responsable de los esfuerzos compresivos en los ladrillos; como se conoce, todo material refractario conforme se calienta se aproxima a su temperatura de fusión y comienza a perder fortaleza cohesional y reblandece.

El ladrillo seleccionado es de marca Erecos posee temperatura de trabajo de 1600°C. Utilizado en paredes de reverberos básicos, convertidores de Cu, Al. Y en general para hornos industriales.

Es importante colocar arena o polvo refractario entre el ladrillo y la coraza metálica, de manera que puede absorber las dilataciones producidas por efecto del calor. El espesor del polvo será 0.5 cm. por lo que se tendrá una pared refractaria definitiva de 12 cm.

Luego el diámetro exterior del horno será:

$$De = Di + \text{espesor del refractario}$$

$$De = 42 + 2(12) = 66 \text{ cm.}$$

Para la altura del horno, se tiene una relación con la ubicación del quemador que según la industria de construcción de hornos Morgan sugiere una altura de 8 a 15 cm. desde la base del horno. Según este criterio se construirá la base que soporta el crisol de 10 cm. de alto.

Conociendo:

| | |
|--|---------|
| Espesor de la base del horno | 7.5 cm. |
| Alto de la base del crisol | 10 cm. |
| Altura del crisol | 34 cm. |
| Espacio de cámara para salida de gases en la parte superior del crisol | 3.5 cm. |
| Espesor de la tapa superior | 7.5 cm. |
| Se tiene una altura del horno de | 63 cm. |

2.4.- PÉRDIDA DE CALOR POR LAS PAREDES

Como el proceso precisa una temperatura relativamente alta, es evidente que los gases abandonan el horno a grandes temperaturas con la inevitable pérdida de calor para contrarrestar dicha pérdida. Los gases de combustión atraviesan un laberinto construido con material refractario al que ceden su calor sensible acumulándolo en las paredes.

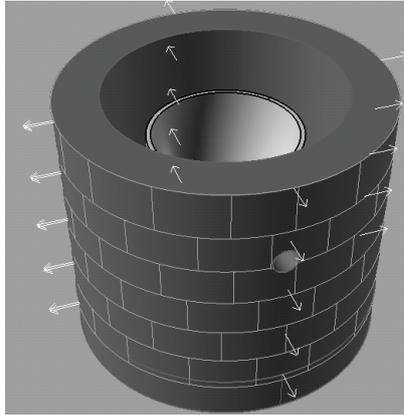


Fig. 2.3.- Dirección de flujo de calor por las paredes.

El calor perdido por un horno debe pasar primero por conducción a través de las paredes a la superficie exterior y después se debe disipar a los alrededores por convección.

En consecuencia, los datos disponibles debe incluir a todos los otros factores necesarios para el cálculo de la conducción y convección, éstos son: para la conducción, el área y resistividad de las paredes del horno, además la temperatura interior de la pared; para la convección, solo el área (asumiendo una temperatura exterior de 21°C aproximadamente).

La temperatura óptima de vertido del metal en los moldes; el calor necesario para fundir el metal; las dimensiones de sus paredes. Así como del material que están construidas y la emisividad de la superficie exterior; se puede calcular las pérdidas de calor por conducción y la temperatura de la superficie exterior.

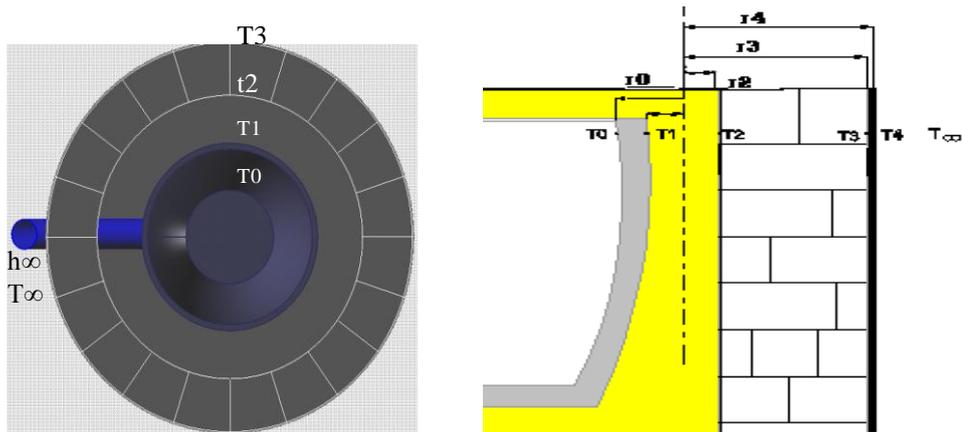


Fig. 2.4.- Diagrama de Temperaturas

Aplicando la analogía entre flujo de calor y flujo eléctrico tenemos el siguiente sistema:

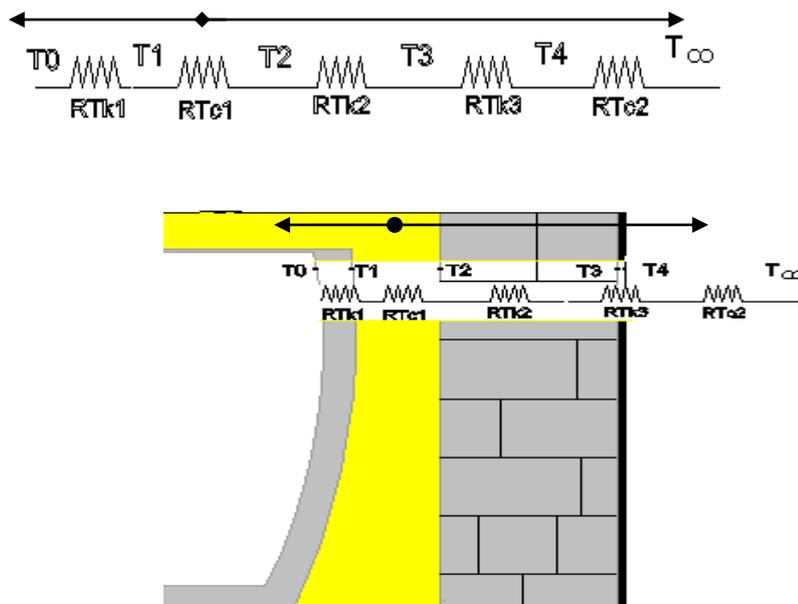


Fig. 2.5.- Sentido de Temperaturas

Aplicando las ecuaciones de paredes cilíndricas para calor por conducción desde la cámara hacia el crisol tenemos:

$$Q_K = \frac{2\pi KL (T_1 - T_0)}{\ln \frac{r_0}{r_1}}$$

Donde:

Qk = flujo de calor necesario para fundir el metal 13198.5 Kcal/h (15347,09 w)

K = Coeficiente de conductividad térmica del grafito 48.13 w/m°C (*Anexo A1*).

L = Longitud del crisol 0,34 m.

T₁ = temperatura de la pared exterior del crisol

T₀ = temperatura de la pared interior del crisol (igual a la temperatura de vertido del metal 760°C)

r₀ = radio tomado desde el centro de la cámara hasta la pared interna del crisol 0.054 m.

r₁ = radio tomado desde el centro de la cámara hasta la pared externa del crisol 0.030 m.

Sustituyendo tenemos que $T_1 = 847.774^\circ\text{C}$

Tomando el flujo de calor hacia las paredes tenemos:

$$RTk_2 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi KL}$$

RTK₂ = Resistencia por transferencia de calor de conducción del refractario (°C/w)

r₂ = Radio medido desde el centro de la cámara hasta la pared interna del refractario = 0,030 m.

r₃ = Radio medido desde el centro de la cámara hasta la pared externa del refractario = 0,150 m.

K = Coeficiente de conductividad térmica del ladrillo refractario 1,07 w/m°C (*Anexo A2*).

L = Longitud de la pared refractaria 0,55 m.

Tenemos que **RTk₂** = 0,435°C/w

Para calcular la resistencia térmica de la placa de acero (**RTk₃**) que recubre la pared refractaria seleccionada de un espesor de 6 mm. aplicamos:

$$RTk_3 = \frac{\ln \frac{r_4}{r_3}}{2\pi KL}$$

Donde:

K = coeficiente de conductividad térmica del acero 59 w/m°C (Anexo A3)

$$r_4 = 0.155 \text{ m}$$

$$L = 0.55 \text{ m}$$

Tenemos $RTk_3 = 1,299 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/w}$

La resistencia de transferencia de calor con el aire por convección (**RTc**) que rodea el cilindro viene dado por:

$$RT_c = \frac{1}{h_\infty 2\pi r_4 L}$$

Donde:

Coeficiente de transferencia de calor por convección natural para los gases es de (h_∞) = 22 w/m² °C (Anexo A4)

Aplicando los datos tenemos: **Rtc** = 0,084°C/w

Para obtener el flujo de calor perdido por las paredes es aplicamos:

$$Q_p = \frac{\Delta T}{\sum R}$$

$$Q_p = (847,774 - 21)/(0,435 + 1,299 \times 10^{-4} + 0,084)$$

$$Q_p = 1592.614 \text{ w}$$

Calculamos la temperatura de la pared exterior del ladrillo teniendo $T_1 = T_2$:

$$Q_p = \frac{T_2 - T_3}{RTK_2}$$

Reemplazando:

$$T_3 = 153,986^\circ\text{C}$$

La temperatura de la pared exterior en la placa de hierro T_4 calculamos:

$$Q_p = \frac{T_3 - T_4}{RTK_3}$$

Reemplazando:

$$T_4 = 153.779^\circ\text{C}$$

Teniendo como una temperatura aceptable en el exterior del horno.

2.5.- DIMENSIONAMIENTO DEL QUEMADOR

El gas combustible propicia las mejores condiciones de servicio, después de la energía eléctrica, facilitándonos la limpieza de las instalaciones.

Uno de los sistemas más respetuoso con el medio ambiente es el sistema GLP.

El combustible básico gasóleo, es causante del siguiente porcentaje de emisiones a la atmósfera: 37% del consumo de energía final.

- 12% del dióxido de azufre (SO₂)
- 64% del monóxido de carbono (CO)
- 69% de los óxidos de nitrógeno (NO_x)
- 33% de los hidrocarburos sin quemar (HC)
- 33% de las partículas
- 30% del dióxido de carbono (CO₂)
- 49% de los compuestos orgánicos volátiles

La reducción muy por debajo de las reglamentaciones existentes y futuras en las emisiones contaminantes reguladas por la EN 589 (NO_x, CO, HC y partículas) causantes de graves problemas de salud humana, nieblas contaminantes y lluvia ácida. Los quemadores de GLP, dependiendo de la tecnología utilizada (carburación, inyección) reducen estas emisiones hasta un 90% respecto a la alternativa diesel.

Debido a la composición química del GLP, las emisiones de CO₂ son hasta un 10% inferiores a las de los quemadores diesel.

Las reducciones en las emisiones hidrocarburos poliaromáticos y de aldehídos, consideradas sustancias con efectos cancerígenos, son notablemente menores en relación con las provocadas por los quemadores diesel.

Para diseñar el quemador adecuado se debe tener en cuenta las cantidades de calor que intervienen en el proceso adicionando los valores de pérdidas de energía y así poder contrarrestarlas.

Los valores a tener en cuenta son:

- El calor necesario para fundir el metal.
- Pérdidas de calor por las paredes (conducción y convección)

$$Q = 13198.5 \text{ kcal/h}$$

$$Q_p = 1369.64804 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_t = (13198.5 + 1369.64804) \text{ Kcal/h}$$

$$Q_t = 14568.14804 \text{ Kcal/h}$$

Para obtener el consumo de combustible en una hora aplicamos

$$Q_T = mC_p\Delta T$$

C_p = calor específico disponible del gas 0.340 Kcal/kg^ok (Anexo A5).

T_1 = temperatura inicial = 294^ok

T_2 = temperatura final = 1120.774^ok

Remplazando tenemos $m = 51.824 \text{ Kg/h}$

Usando cilindros de gas convencionales de 15 Kg se requiere de un sistema que no corte el proceso de fundición el momento de cambiar los cilindros de gas y tener pérdidas por la parada; para esto se diseña un sistema de centralita la cual incrementa la presión el gas. La centralita posee una conexión para dos válvulas de gas como se muestra en la figura 2.6.

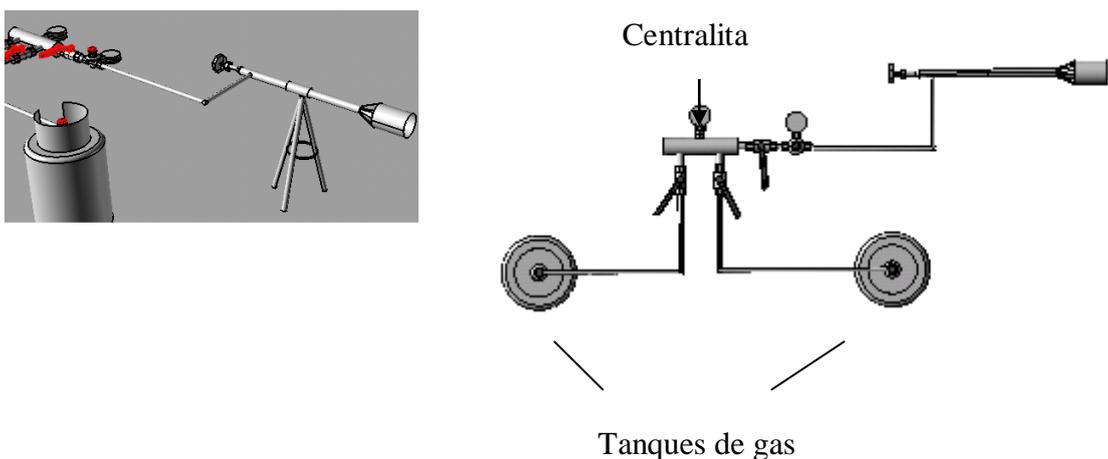


Fig. 2.6.- Sistema del Quemador

El sistema consta de una válvula reguladora de 12 Kgs a la salida de la centralita que permite regular la presión de gas con la que sale de los cilindros la cual es conducida por una boquilla hacia el interior del horno.



Fig. 2.7.- Sistema de Centralita

CAPITULO III

3.- DISEÑO DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS QUE INTERVIENEN EN LA CONSTRUCCIÓN DEL HORNO.

3.1.- DISEÑO DEL CILINDRO METÁLICO

Un cilindro de paredes delgadas, posee tensiones que están uniformemente distribuidas; en todo el espesor de la pared.

El diseño indica dos tipos de tensiones:

- Tensión tangencial (presión sobre las paredes del cilindro)
- Tensión longitudinal (presión sobre los extremos del cilindro)

La tensión tangencial que se produce por efecto del calor, se puede decir que no tiene mayor importancia, debido a que al polvo refractario que está entre la coraza y el ladrillo, absorberá las diferentes dilataciones; además existe facilidad de salida de gases de combustión.

La tensión longitudinal se producirá directamente en un extremo, debido a que la base del horno es la que soportará todo el peso; siendo también despreciable la deformación por el calor, la cual es absorbida por el ladrillo refractario. Por motivos de seguridad se utilizó un acero de 6 mm. de espesor para la construcción del mismo.

3.1.2.- DETERMINACIÓN DE CARGAS

Para determinar las cargas que se ejercen sobre la plancha de fondo, consideramos que el horno está cargado, y tenemos los siguientes esfuerzos:

Debido al peso del crisol... 50 Kg. (a máxima carga)
Peso del metal..... 181.81 Kg.
Peso refractario.....268.18 Kg.

Para encontrar el peso del refractario a utilizarse en el horno, tomamos en cuenta las dimensiones del ladrillo, diámetro interior y altura del horno; áreas de la plancha de fondo y tapa fija; dándonos como resultado 84 ladrillos a utilizarse.

El peso de cada ladrillo es 2.2 Kg. Por lo tanto el peso total será de 229.09 Kg.

Para obtener el peso final del refractario, resulta de la suma de todos los pesos es decir; del ladrillo, melaza, arcilla, vidrio y mortero obtengo un peso de 268.18 Kg.

Luego el esfuerzo a que va a estar sometido la plancha de fondo que tiene un área de 0,3848 m² será 500 Kg ó 4900 N.

3.1.3.- SISTEMA DE DESCARGA

El sistema de descarga debe ser funcional para que con el menor esfuerzo posible se pueda realizar el volteo. Cuando se trate de colar piezas inferiores a 6 Kg. se recogerá el metal del crisol en cucharas o cazuelas para ser puesto en el molde.

El volteo del cilindro, puede hacerse en forma mecánica, para lo cual la bancada y más elementos que intervienen en el mecanismo, deben resistir a los esfuerzos producidos.

A continuación se indica el cuerpo del horno con sus ejes de apoyo.

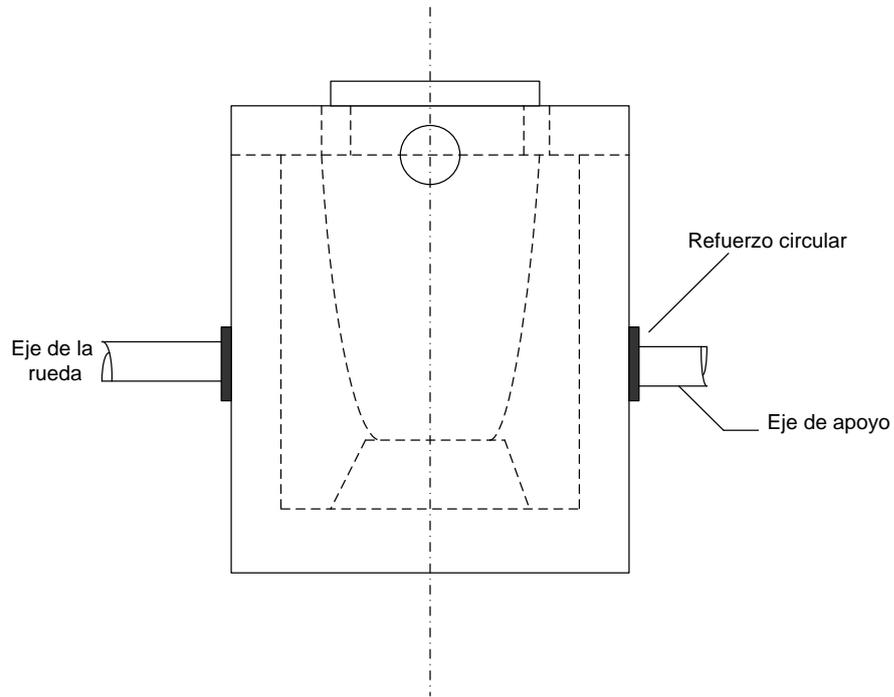


Fig. 3.- Cilindro con sus Ejes de Apoyo

3.2.- DISEÑO DE EJES

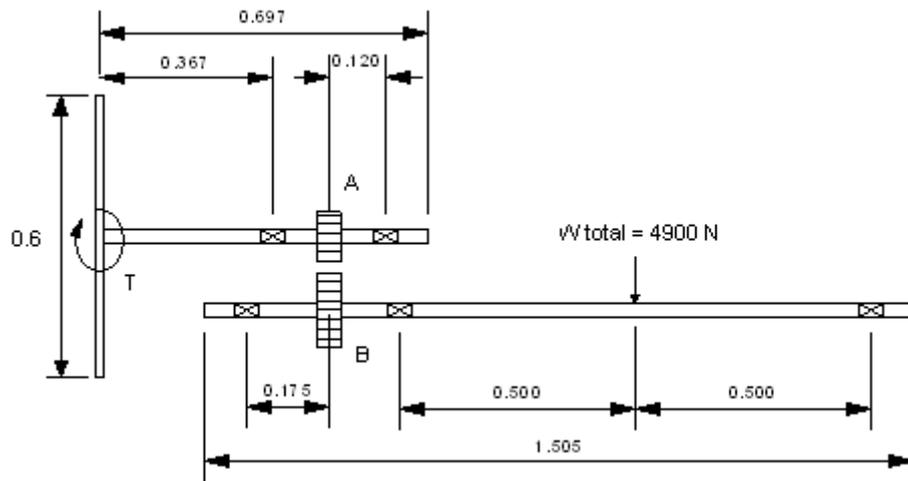


Fig. 3.1.- Esquema en conjunto del Volante, Engranes y Ejes de Apoyo

$$T = F.R.2$$

(Para el torque multiplico por 2 porque aplico fuerza con las dos manos)

$$T = (50 \text{ Kg. } 0.3 \text{ m})^2$$

$$T = 30 \text{ Kg.m} \quad (\text{Torque máximo requerido para girar el tanque})$$

$$T = 294.2 \text{ N.m}$$

3.2.1.- FUERZAS QUE ACTÚAN EN LOS ENGRANAJES RECTOS:

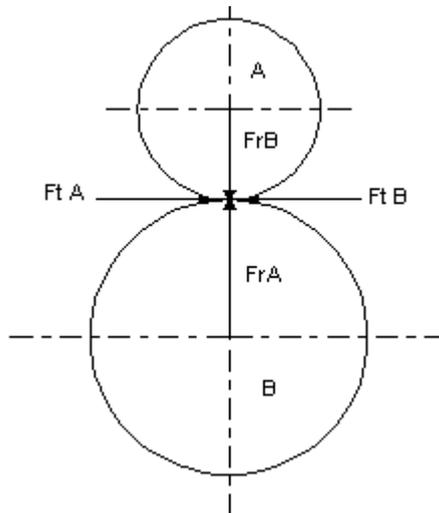


Fig. 3.2.- Diagrama de las Fuerzas que Actúan en los Engranajes Rectos

Dientes con ángulo de presión θ 20°

3.2.1.1.- Fuerzas tangenciales:

$$F_t = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)}$$

Piñón:

$$F_{tA} = \frac{30 \text{ Kg.m}}{\left(\frac{0.105\text{m}}{2}\right)}$$

Engrane:

$$F_{tB} = \frac{30 \text{ Kg.m}}{\left(\frac{0.160\text{m}}{2}\right)}$$

$$F_{tA} = 571.4 \text{ Kg.}$$

$$F_{tB} = 375 \text{ Kg.}$$

$$F_{tA} = 5603.52 \text{ N.}$$

$$F_{tB} = 3677.5 \text{ N.}$$

3.2.1.2.- Fuerzas Radiales:

$$F_r = F_t \cdot \tan\theta$$

Piñón:

$$F_{rA} = 571.4 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{rA} = 208.0 \text{ Kg.}$$

$$F_{rA} = 2040 \text{ N.}$$

Engrane:

$$F_{rB} = 375 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{rB} = 136.5 \text{ Kg.}$$

$$F_{rB} = 1338.6 \text{ N}$$

3.2.1.3.- Fuerzas Resultantes:

$$F_{Re} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

Piñón:

$$F_{ReA} = \sqrt{571.4^2 + 208^2}$$

$$F_{ReA} = 608.1 \text{ Kg.}$$

$$F_{ReA} = 5963.5 \text{ N.}$$

Engrane:

$$F_{ReB} = \sqrt{375^2 + 136.5^2}$$

$$F_{ReB} = 399.1 \text{ Kg.}$$

$$F_{ReB} = 3913.8 \text{ N.}$$

3.2.2.- DISEÑO EJE #1

(Maquinado en acero AISI 1020 CD = estruído en frío)

$$S_y = 352 \text{ MPa} \quad (\text{Anexo A17})$$

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

$$E = 207 \text{ GPa}$$

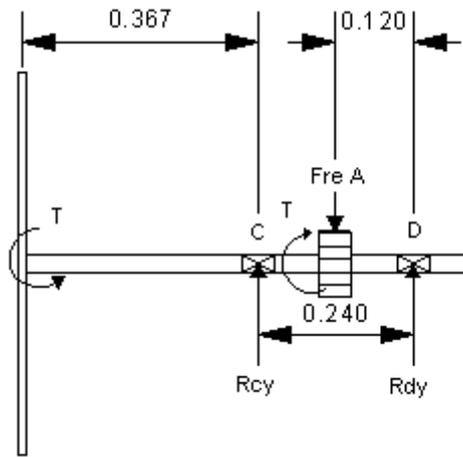


Fig. 3.3.- Diagrama de Cuerpo Libre del Eje #1

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{ReA}(0.12m) + R_{DY}(0.24m) = 0$$

$$R_{DY} = 304.05 \text{ Kg}$$

$$R_{DY} = 2981.7 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{CY} + R_{DY} - F_{ReA} = 0$$

$$R_{CY} = 304.05 \text{ Kg}$$

$$R_{CY} = 2981.7 \text{ N}$$

3.2.2.1.- Diagrama de fuerza cortante:

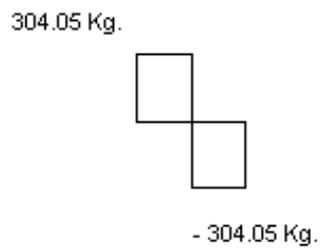


Fig. 3.4.- Diagrama de la Fuerza Cortante

3.2.2.2.- Diagrama del momento flector máximo:

$$36.5 \text{ Kg.m} = 357.8 \text{ N.m}$$

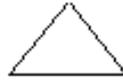


Fig. 3.5.- Diagrama del Momento Flector Máximo

Según la Teoría de Falla de la Energía de la Distorsión “**Von Misses**”

$$\phi_1 = \left[\frac{16n}{\pi \cdot S_y} \cdot (4M^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

M = Momento flector máximo

T = Momento torsor máximo

S_y = Límite a la fluencia

n = Grado de seguridad

$$\phi_1 = \left[\frac{16(2)}{\pi \cdot (352 \times 10^6)} \cdot (4(357.8)^2 + 3(294.2)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\phi_1 = 0.0294 \text{ m}$$

$$\phi_1 = 29.4 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$

3.2.3.- DISEÑO EJE #2

(Maquinado en acero AISI 1020 CD = estruado en frío)

$S_y = 352 \text{ MPa}$ (Anexo A17)

$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$

$E = 207 \text{ GPa}$

(a)

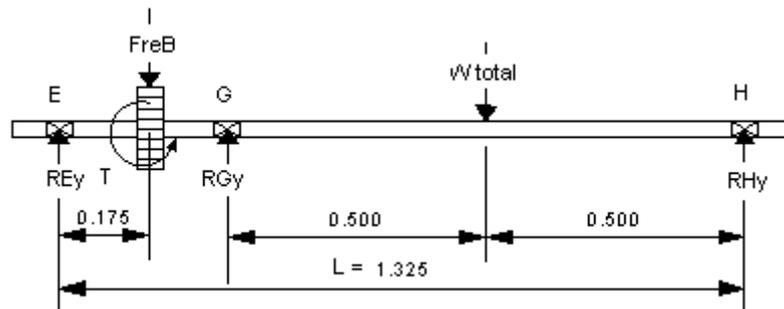


Fig. 3.6.- Diagrama de Cuerpo Libre del Eje #2

NOTA:

Debido a que el eje es estáticamente indeterminado, utilizamos el Método de la Superposición para encontrar las reacciones.

(b)

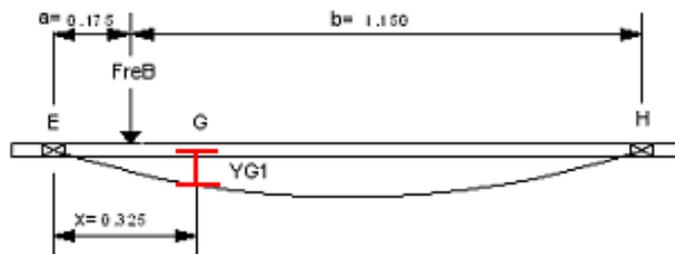


Fig. 3.7.- Diagrama de la Deflexión #1

Para el caso de la Fig. (b) utilizando la (Tabla E-9 Shigley caso#6); la deflexión en el punto G es:

$$Y_{G1} = \frac{Fbx}{6EIL} (x^2 + b^2 - L^2)$$

(Anexo A17)

$$Y_{G1} = \frac{[(3913.8N) \cdot (1.15m) \cdot (0.325m)] \cdot [(0.325^2 + 1.15^2 - 1.325^2)m^2]}{(6) \cdot (1.325m) \cdot E \cdot I}$$

$$Y_{G1} = \frac{-60.26m}{EI}$$

(c)

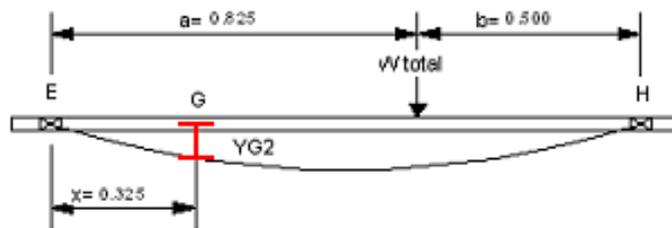


Fig. 3.8.- Diagrama de la Deflexión #2

En el caso de la Fig. (c) para la deflexión en G, utilizamos el Apéndice D pag # 762 de Beer & Jhonstons caso # 5.

$$Y_{G2} = \frac{Wtotal \cdot b}{6EIL} [x^3 - (L^2 - b^2)x]$$

(Anexo A15)

$$Y_{G2} = \frac{-4900N(0.5m) \cdot [0.325^3 - (1.325^2 - 0.5^2)0.325]}{EI}$$

$$Y_{G2} = \frac{-140.22m}{EI}$$

(d)

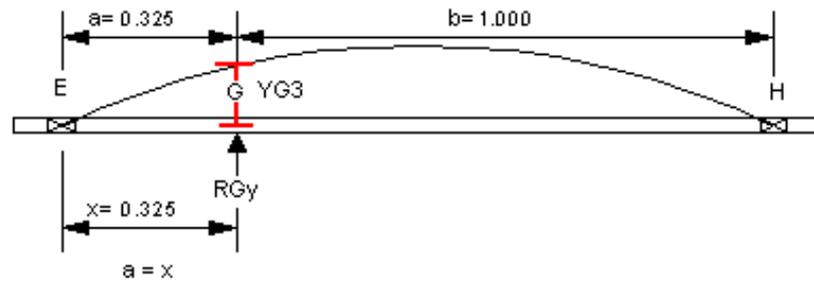


Fig. 3.9.- Diagrama de la Deflexión #3

En el caso de la Fig. (d) para la deflexión en G, utilizamos el mismo Apéndice D del caso anterior. Pero cuando $a = x$

$$Y_{G3} = \frac{-R_{GY} \cdot a^2 b^2}{3EI}$$

(Anexo A15)

$$Y_{G3} = \frac{R_{GY} \cdot (0.325)^2 \cdot (1)^2}{3 \cdot (1.325)EI}$$

$$Y_{G3} = \frac{0.0266R_{GY}}{EI}$$

(e)

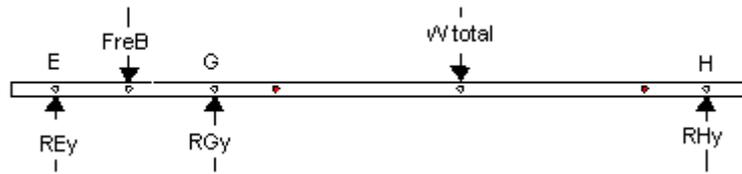


Fig. 3.9.1.- Diagrama de Fuerzas

Ya que en el punto G existe un cojinete $Y_G=0$ por tanto:

$$Y_G = Y_{G1} + Y_{G2} + Y_{G3} = 0$$

$$0 = \frac{-60.26}{EI} - \frac{140.22}{EI} + \frac{0.0266R_{GY}}{EI}$$

$$R_{GY} = 7545 \text{ N.}$$

3.2.3.1.- Por equilibrio:

$$\sum M_E = 0$$

$$(-3913.8).(0.175) + (7545).(0.325) - (4900).(0.825) + R_{HY}.(1.325) = 0$$

$$R_{HY} = 1717.2 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{EY} - 3913.8 + 7545 - 4900 + 1717.2 = 0$$

$$R_{EY} = -448.4 \text{ N}$$

3.2.3.2.- Diagrama de fuerza cortante:

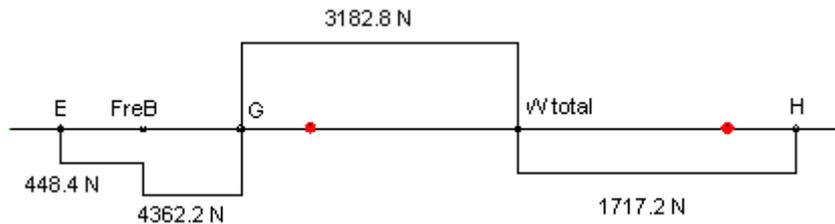


Fig. 3.9.2.- Diagrama de Fuerza Cortante

3.2.3.3.- Diagrama del momento flector máximo:

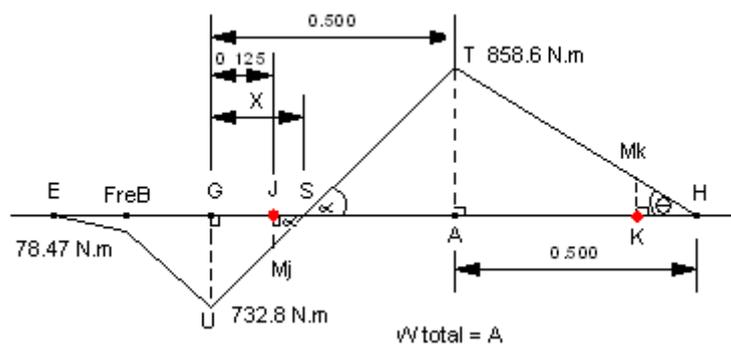


Fig. 3.9.3.- Diagrama de Momento Flector Máximo

NOTA:

Para encontrar los verdaderos puntos críticos, debo realizar una semejanza de triángulos.

Dichos puntos críticos se encuentran en la unión del eje con el cilindro; es decir en la soldadura de los dos extremos del cilindro. Para el diseño siempre se escogerá el momento flector máximo

Semejanza entre triángulos:

$$\Delta UGS \approx \Delta AST.$$

$$\tan\alpha = \frac{732.8}{X} \approx \tan\alpha = \frac{858.6}{0.5-X}$$

$$X = 0.23 \text{ m}$$

$$\Delta UGS \approx \Delta M_J SJ.$$

$$\tan\alpha = \frac{732.8}{X} \approx \tan\alpha = \frac{M_J}{X-0.125}$$

$$M_J = 343.7 \text{ N.m}$$

$$\Delta ATH \approx \Delta M_K HK.$$

$$\tan\alpha = \frac{858.6}{0.5} \approx \tan\alpha = \frac{M_K}{0.125}$$

$$M_K = 214.67 \text{ N.m}$$

Según la Teoría de Falla de la Energía de la Distorsión “**Von Misses**”

$$\phi_2 = \left[\frac{16n}{\pi \cdot S_y} \cdot (4M^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

M = Momento flector máximo

T = Momento torsor máximo

S_y = Límite a la fluencia

n = Grado de seguridad

$$\phi_2 = \left[\frac{16(2)}{\pi \cdot (352 \times 10^6)} \cdot (4(343.7)^2 + 3(294.2)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\phi_2 = 0.0291m$$

$$\phi_2 = 29.1 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$

3.3.- DISEÑO DE ENGRANES

3.3.1.- TIPO DE ENGRANAJES

Teniendo que bascular mecánicamente, la transmisión del movimiento giratorio del volante, se efectuará mediante engranajes de dientes rectos por ser menos costosos, y por la facilidad de adquisición del material se construirá de hierro fundido.

En el diagrama a continuación se detalla, indica la ubicación de los engranajes en la bancada.

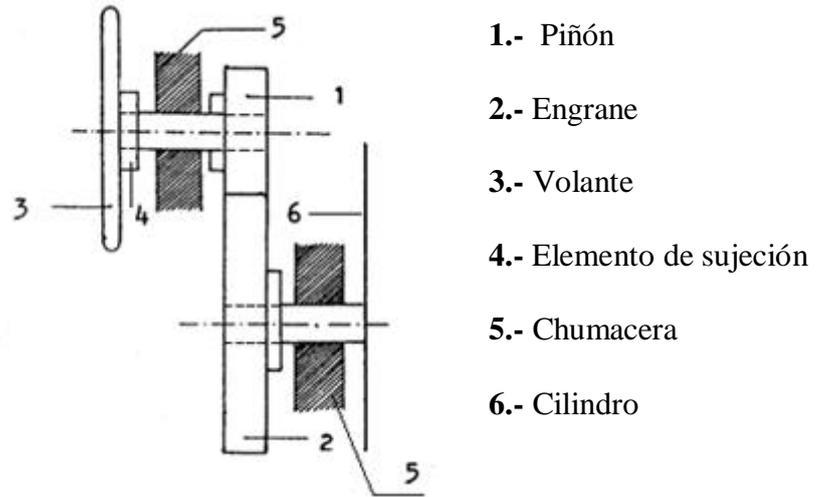


Fig. 3.9.4.- Diagrama de los Engranajes

3.3.2.- DIMENSIONAMIENTO

Para conocer datos del piñón como de la rueda, hacemos un análisis de las diferentes fuerzas que actúan en un punto de contacto (P_c) de los engranajes.

Fuerzas que actúan en un punto de contacto P_c .

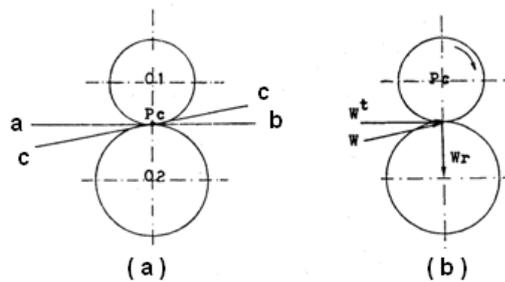


Fig. 3.9.5.- Diagrama de las Fuerzas que actúan en los Engranajes

La primera dificultad que aparece al proyectar un par de engranajes, reside en el hecho de que es necesario conocer todas las dimensiones de los engranajes; así como la forma y tamaño de los dientes.

Esto hace necesario estimar el diámetro de las circunferencias primitivas tanto del piñón como del engrane; que creemos que será conveniente.

Una vez situados los centros y dibujadas las circunferencias primitivas **Fig. 3.9.5 (a)** establecemos la recta ab perpendicular a la línea de centros y pasa por el punto de contacto Pc.

La línea de presión CC representa la acción de la fuerza resultante W **Fig. 3.9.5 (b)** que actúa entre los engranajes.

Para el tamaño y forma de los dientes, según la (*Tabla 3*) estimamos que serán trabajados de acuerdo a un diametral PITH equivalente a 8.

| Tamaño de diente Pitch | | Tamaño de diente | Pitch |
|---|----|--|-------|
|  | 40 |  | 8 |
|  | 32 |  | 6 |
|  | 24 |  | 5 |
|  | 20 |  | 4 |
|  | 16 |  | 3 |
|  | 12 | | |
|  | 10 | | |

Tabla 3.- Diametral Pitch de los Dientes

DATOS:

$$N_A = 33$$

$$N_B = 50$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$n_A = 1 \text{ rpm.}$$

$$m = 3 \text{ mm.}$$

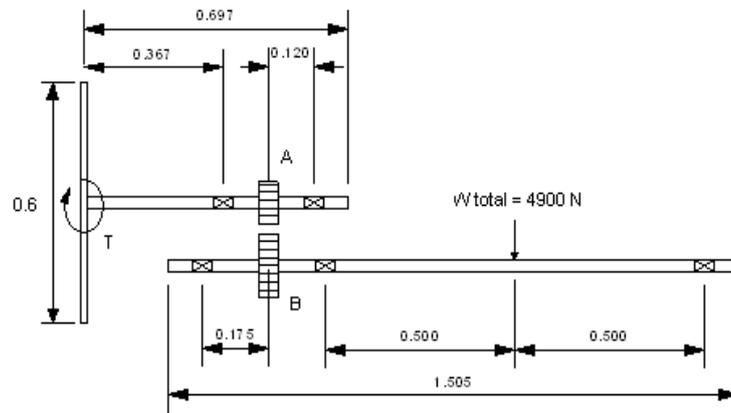


Fig. 3.9.6.- Diagrama del Sistema de Engranajes

TREN DE ENGRANAJES:

$$TV = \frac{N_B}{N_A}$$

$$TV = \frac{50}{33}$$

$$TV = 1.51 \text{ rpm.}$$

$$n_B = \frac{n_A}{TV}$$

$$n_B = \frac{1}{1.51}$$

$$n_B = 0.66 \text{ rpm.}$$

DIÁMETROS DE PASO:

Piñón:

$$D_A = \frac{N_A}{P_d}$$

$$D_A = \frac{33}{8}$$

$$D_A = 4.125 \text{ in.}$$

Engrane:

$$D_B = \frac{N_B}{P_d}$$

$$D_B = \frac{50}{8}$$

$$D_B = 6.25 \text{ in.}$$

PASO CIRCULAR:

$$p = \frac{\pi}{P_d}$$

$$p = \frac{\pi}{8}$$

$$p = 0.39 \text{ in}$$

CABEZA:

$$a = \frac{1}{P_d}$$

$$a = \frac{1}{8}$$

$$a = 0.125 \text{ in.}$$

RAÍZ:

$$\mathbf{b} = \frac{1.25}{P_d}$$

$$b = \frac{1.25}{8}$$

$$b = 0.15 \text{ in.}$$

ESPACIAMIENTO:

$$\mathbf{c} = \frac{0.25}{P_d}$$

$$c = \frac{0.25}{8}$$

$$c = 0.031 \text{ in.}$$

PROFUNDIDAD TOTAL:

$$\mathbf{ht} = \mathbf{a} + \mathbf{b}$$

$$ht = 0.125 + 0.15$$

$$ht = 0.275 \text{ in.}$$

PROFUNDIDAD DE TRABAJO:

$$hk = 2(a)$$

$$hk = 0.250 \text{ in.}$$

ESPESOR DE LOS DIENTES:

$$t = \frac{p}{2}$$

$$t = \frac{0.39}{2}$$

$$t = 0.194 \text{ in.}$$

DIÁMETRO EXTERIOR:

Piñón:

$$D_o = D_p + 2a$$

$$D_o = 4.125 + 2(0.125)$$

$$D_o = 4.375 \text{ in}$$

Engrane:

$$D_o = D_G + 2a$$

$$D_o = 6.25 + 2(0.125)$$

$$D_o = 6.5 \text{ in.}$$

DISTANCIA CENTRAL:

$$C = \frac{N_p + N_G}{2 \times P_d}$$

$$C = \frac{50 + 33}{2 \times 8}$$

$$C = 5.18 \text{ in.}$$

3.4.- TENSIONES EN LOS DIENTES DE LOS ENGRANES

3.4.1.- ESFUERZOS POR FLEXIÓN:

$$\sigma_{at} = \frac{wt. P_d}{F \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B}{K_V}$$

$$\sigma_{at} < S_{at} \left[\frac{lb}{in^2} \right]$$

ANCHO DE CORONA:

$$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d}$$

$$\frac{8}{8} < F < \frac{16}{8}$$

$$F = 1.5 \text{ in.}$$

FACTOR DE FORMA:

Piñón:

$$J_p = 0.38$$

Engrane:

$$J_G = 0.42$$

(Anexo A6)

FACTOR DE APLICACIÓN:

$$K_a = 1.5 \quad (\text{Por ser uniforme})$$

(Anexo A10)

FACTOR DE TAMAÑO:

$$K_s = 1 \quad (\text{Para } P_d \geq 5)$$

(Anexo A11)

FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA:

$$\frac{F}{D_p} = \frac{1.5''}{4.125''}$$

$$\frac{F}{D_p} = 0.36 \text{ in.}$$

$$K_m = 1.13$$

(Anexo A17; utilizo la segunda tabla por ser comercial)

FACTOR DE CORONA:

$$m_B = \frac{t_r}{h_t} > 1.2$$

m_B = Relación de respaldo.

t_r = Espesor de corona.

h_t = Profundidad de trabajo.

Entonces:

$$K_B = 1$$

(Anexo A7)

FACTOR DE DINÁMICA:

$$v = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{12}$$

V = Velocidad tangencial.

D_p = Diámetro de paso del piñón.

n = Número de revoluciones.

Q_v = 6 para engranes comunes.

$$v = \frac{\pi \cdot (4.125) \cdot (1)}{12}$$

$$v = 1.079 \frac{ft}{min}$$

$$K_v = 0.99$$

(Anexo A8)

VELOCIDAD TANGENCIAL ANGULAR (W_t) :

Datos:

$$R_A = 2.06''$$

$$T_A = F.R_A$$

$$T_A = 60lb.(2.06'')$$

$$T_A = 123.6 lb.in$$

$$W_t = \frac{T_A}{R_A}$$

$$W_t = \frac{123.6 lb.in}{2.06 in}$$

$$W_t = 60 lb.$$

Reemplazo todos los datos obtenidos en la fórmula de **esfuerzos por flexión**.

$$\sigma_{at} = \frac{wt. P_d}{F \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B}{K_V}$$

Piñón:

$$\sigma_{at} = \frac{60 \text{ lb. (8)}}{\text{in}(1.5 \text{ in}).(0.38)} \cdot \frac{(1.5).(1).(1.13).(1)}{(0.99)}$$

$$\sigma_{at} = \frac{813.6 \text{ lb}}{0.564 \text{ in}^2}$$

$$\sigma_{at} = 1442.553 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Engrane:

$$\sigma_{at} = \frac{60 \text{ lb. (8)}}{\text{in}(1.5 \text{ in}).(0.42)} \cdot \frac{(1.5).(1).(1.13).(1)}{(0.99)}$$

$$\sigma_{at} = \frac{813.6 \text{ lb}}{0.62 \text{ in}^2}$$

$$\sigma_{at} = 1312.25 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

NOTA:

Con los resultados obtenidos, procedemos a la selección del material según las tablas (Anexo A12; Para engranes de HIERRO y BRONCE).

**HIERRO GRIS FUNDIDO ASTM A48
CLASE 20**

3.5.- DISEÑO POR CONTACTO (CORROSIÓN)

$$\sigma_{ac} = C_P \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_s \cdot C_m}{F \cdot D_p \cdot I \cdot C_v}}$$

$$\sigma_{ac} < S_{ac} \left[\frac{lb}{in^2} \right]$$

C_P = Coeficiente Elástico

I = Factor de geometría.

D_p = Diámetro de paso del piñón.

$$C_a = K_a$$

$$C_s = K_s$$

$$C_m = K_m$$

$$C_v = K_v$$

COEFICIENTE ELÁSTICO:

$$C_p = 1960$$

(Anexo A18; Para Hierro Fundido).

RELACIÓN DE ENGRANE (m_G) :

$$m_G = \frac{N_G}{N_p}$$

$$m_G = \frac{50}{33}$$

$$m_G = 1.51$$

Con los datos:

$$m_G = 1.51$$

$$N_p = 33$$

$$\theta = 20^\circ$$

Obtengo el factor de geometría (I) en la (Anexo A19).

$$I = 0.094$$

Finalmente reemplazo los valores obtenidos en la fórmula de **diseño por contacto a la corrosión**.

$$\sigma_{ac} = C_P \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_s \cdot C_m}{F \cdot D_p \cdot I \cdot C_v}}$$

$$\sigma_{ac} = 1960 \sqrt{\frac{(60) \cdot (1.5) \cdot (1) \cdot (1.13)}{(1.5) \cdot (4.125) \cdot (0.094) \cdot (0.99)}}$$

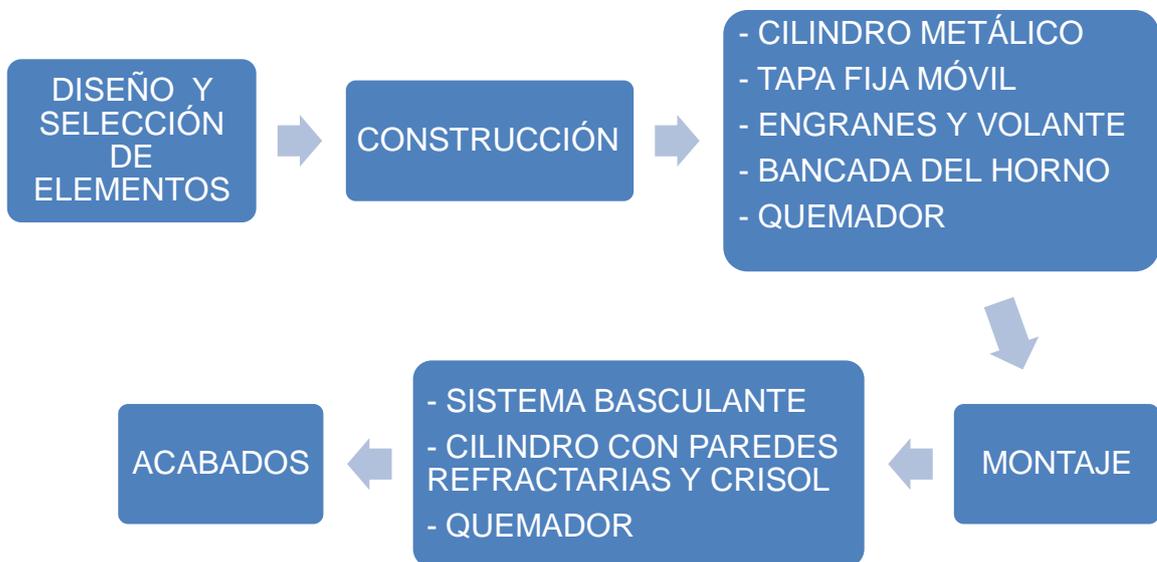
$$\sigma_{ac} = 1960 \sqrt{\frac{101.7}{0.57}}$$

$$\sigma_{ac} = 26180.57 \frac{lb}{in^2}$$

CAPITULO IV

4.- CONSTRUCCIÓN

4.1.- DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESOS



4.1.2.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Una vez determinado el diseño de los materiales y las especificaciones de los mismos, se procedió a la construcción según los planos.

4.1.3.- ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN

Construcción del cilindro metálico.



Fig. 4.- Construcción del Cilindro

Para la construcción del cilindro utilizamos la plancha de acero AISI 1020 de $\frac{1}{4}$, la cual se procedió a cortar con plasma según los planos.

Posteriormente se procede a barolar para dar a la plancha una forma cilíndrica y finalmente soldar las partes.

Construcción de la tapa fija móvil.



Fig. 4.1.- Construcción de la Tapa

Se realizó los el mismo procedimiento anterior del cilindro ya que la tapa resulta de los cortes de la plancha de acero y rigiéndonos según los planos.

Construcción de los engranes, ejes y volante.

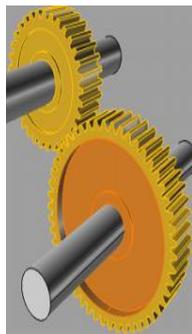
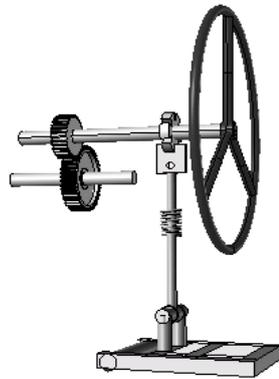


Fig. 4.2.- Construcción de los Engranes, Ejes y Volante

De acuerdo a los cálculos realizados, procedemos a la seleccionar los materiales.

Para los ejes necesitamos un eje de acero de 3 cm. de diámetro, el cual se fue seccionando conforme indican los planos.

Para los engranes según los datos obtenidos, se adquirió engranes de hierro gris fundido ASTM A48 clase 20.

Para el volante se procedió a comprar una varilla redonda de $\frac{3}{4}$ y se le dió la forma barolando para que nos de un volante de 30 cm. de diámetro

Construcción de la bancada del horno

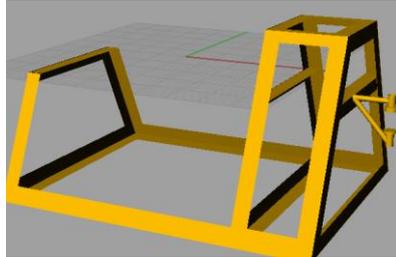


Fig. 4.3.- Construcción de la Bancada

Para la bancada se procedió a adquirir soportes en ángulos de $2 \frac{1}{4}$. Se seccionó dichos ángulos según los planos y posteriormente soldamos a solape y en ángulos que varían entre 90 y 145 grados.

Construcción del quemador



Fig. 4.4.- Construcción del Quemador

Para la construcción del quemador utilizamos un tubo de 3 cm de diámetro, un shiglor, pernos, una varilla lisa de $\frac{3}{4}$, manguera y una válvula de gas de $\frac{3}{4}$.

El tubo junto con el shiglor y la válvula de gas, conforman el sistema de inyección del quemador. La varilla se la utiliza para el soporte del mismo, formando un trípode.

Construcción de la centralita.

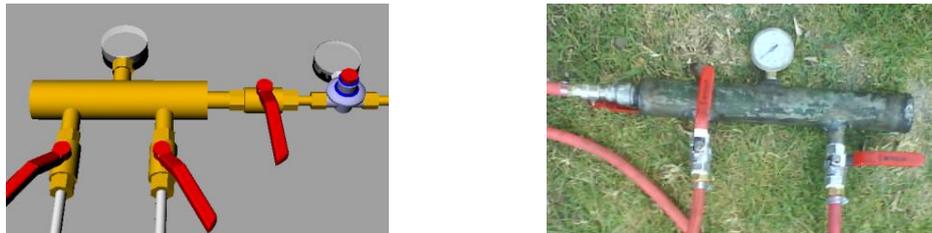


Fig. 4.5.- Construcción de la Centralita

Para la construcción de la centralita utilizamos un tubo de 5 mm. de espesor un manómetro de 200 PSI, un regulador de 12 Kg/s, 3 llaves bola de 1/2 , un bushing de 1/4 , acoples y un neplo de 1/4 .

4.1.4.- ETAPAS DE MONTAJE

Montaje del cilindro en bancada con sistema basculante

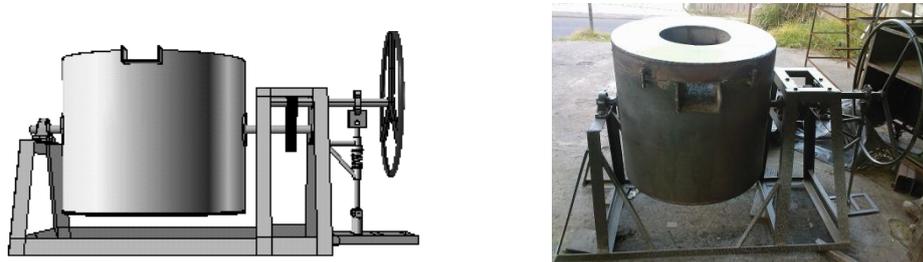


Fig. 4.6.- Montaje del Cilindro

Para el montaje se procedió a colocar las chumaceras en la bancada, posteriormente con la ayuda de un gato hidráulico logramos levantar la estructura cilíndrica y así poder incrustar los ejes, colocando refuerzos en la unión del eje y del cilindro.

Montaje de pared refractaria

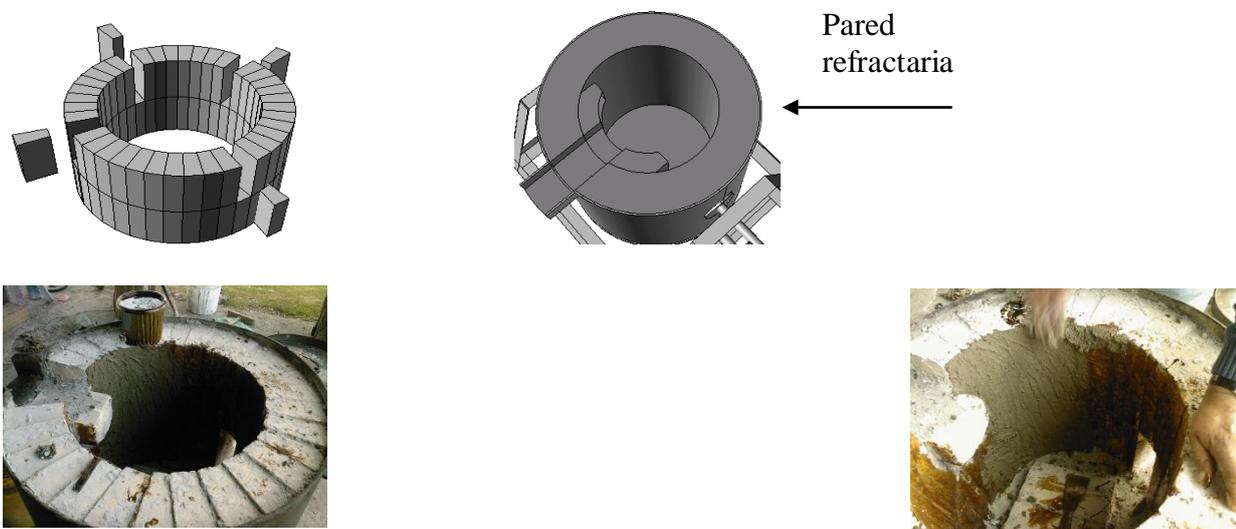


Fig. 4.7.- Montaje de la Pared Refractaria

Para el montaje de la pared refractaria requerimos hacer un cálculo para obtener una cantidad aproximada del número de ladrillos a utilizarse; dicho cálculo se realizó haciendo una simulación en el programa RHINO CEROS, dándonos como resultado 20 ladrillos rectos y 64 en arco.

Con la ayuda del mortero fragüado a aire AEROFRAX procedimos a colocar la mezcla en las uniones del ladrillo. Es importante recalcar que no existe pegamento que una el cilindro metálico con los ladrillos refractarios, por lo que es de suma importancia que los ladrillos queden bien compactados y con la ayuda del mortero evitar pérdidas de calor.

Montaje del crisol

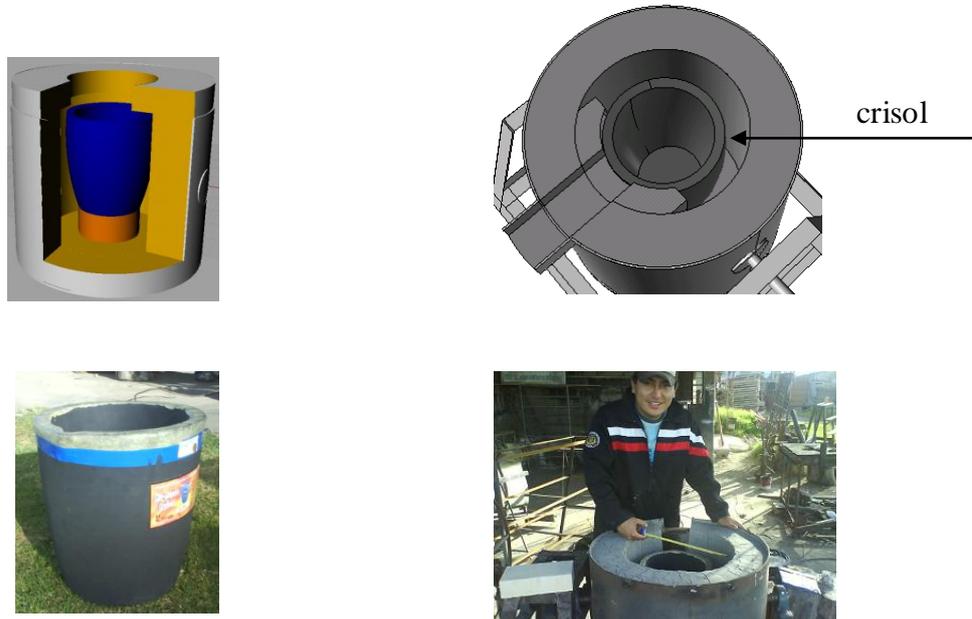


Fig. 4.8.- Montaje del Crisol

Una vez colocada la pared refractaria y con la ayuda de ladrillos refractarios se construye la base del crisol. El pegamento a utilizarse es una mezcla compuesta de arcilla, melaza, sílice y vidrio la cual soportará altas temperaturas y mantendrá fijo el crisol.

Se construye un canal para la descarga utilizando como base un ladrillo recto refractario junto con la mezcla antes indicada, sirviendo también como soporte para asegurar el crisol.

Montaje de la tapa fija móvil en el cilindro

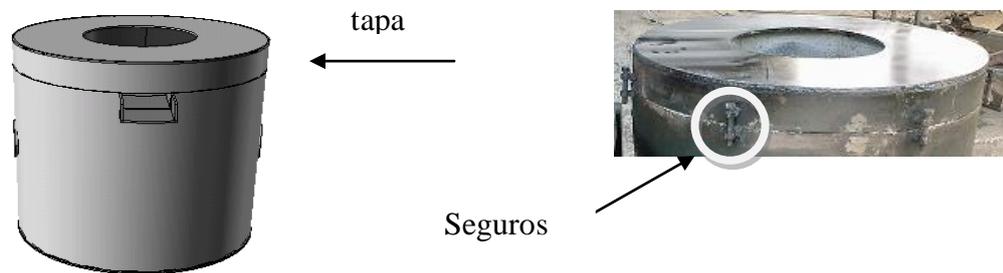


Fig. 4.9.- Montaje de la Tapa

Para la colocación de la tapa es necesario una pared refractaria logrando así la deformación de la misma. El sistema que utilizamos para fijar la tapa consta de dos tuercas y un perno como se muestra en la figura.

Montaje del sistema centralita con el quemador

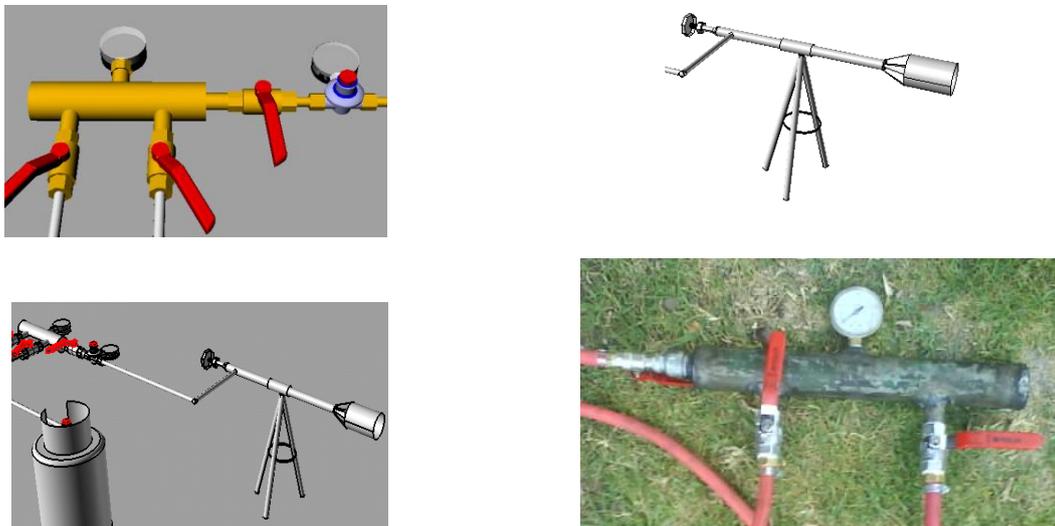


Fig. 4.9.1.- Montaje del Sistema de Quemador

Una vez realizada la construcción de la centralita y el quemador, utilizamos las mangueras como conexión de estos dos elementos para formar un solo sistema denominado "quemador".

Las válvulas reguladoras usadas en los tanques de gas son industriales.

CAPITULO V

5.- PRUEBAS

Una vez realizado el montaje del horno, se procedió al secado por una semana; posteriormente se realizó las fundiciones de pruebas necesarias.

El horno empezó a fundir correctamente, pero mientras más se lo utilizó nos percatamos de las fisuras que se produjeron, producto de un mal secado. Por lo cual utilizamos una nueva mezcla que consta de melaza, arcilla, sílice y vidrio obteniendo excelentes resultados. Se procedió al secado de por lo menos un mes, logrando así alargar la vida útil del mismo.

A continuación se indica los datos obtenidos en las fundiciones.

Prueba # 1

Fecha: 15 de noviembre del 2008
Hora de inicio: 1:05pm - 1:20pm (precalentamiento antes de fundir)
Peso: 20 Kg. de aluminio al 60% de pureza
Tiempo de fusión: 1 hora y 15 minutos (2:25 pm)
Consumo de gas: 15 Kilos
Presión: 140 psi (centralita)

Prueba # 2

Fecha: 27 de noviembre del 2008
Hora de inicio: 10:15am - 10:30am (precalentamiento antes de fundir)
Peso: 40 Kg. de aluminio al 95% de pureza
Tiempo de fusión: 1 horas y 45 minutos (12:15 pm)
Consumo de gas: 25 Kilos
Presión: 140 psi (centralita)

5.1.- OBSERVACIONES:

En la primera fundición se utilizó chatarra (marco de ventanas), dando un porcentaje del 40% de escoria.

En la segunda fundición se utilizó lingotes de aluminio, dando un porcentaje mínimo de escorias un 5%.

Se pesó el material antes y después de la fundición en la cual pudimos observar que es muy difícil encontrar aluminio puro en el mercado, como consecuencia esto repercutirá en el peso final del mismo.

Otra característica importante es que el metal prácticamente no entra en contacto con la fuente de calentamiento (hecho por vía indirecta) y por esto, está sujeto a poca contaminación.

CAPÍTULO VI

6.- COSTOS

A continuación se detallan los costos de todos los materiales utilizados para la construcción del horno de fundición.

6.1.- TABLA DE COSTOS

| Cantidad | Detalle | Valor unitario | Valor Total |
|--------------|--|----------------|----------------|
| 1 | Quemador | | 100 |
| 1 | Centralita | | 97,6 |
| 1 | Crisol | | 141,76 |
| 1 | Plancha de acero 1/4 | | 240 |
| 84 | Ladrillos refractarios (en arco y rectos) | | 355,6 |
| 35 Kg. | Mortero fragüado al aire AEROFRAX | | 37,1 |
| 4 | Chumaceras | 9 | 36 |
| 1 | Manómetro de 200 psi | | 11,25 |
| 2 | Engranés | 37,5 | 75 |
| 2 | tanques de gas | 55 | 110 |
| 10 m. | Ángulos 2 1/4 | | 50 |
| 3 m. | Eje de transmisión (acero \varnothing 3 cm.) | | 55 |
| 1 galón | Pintura color negro | | 25 |
| 1 | Volante \varnothing 30 cm. (varilla redonda 3/4) | | 12,2 |
| 1 | Regulador 12 KGS RECA | | 25 |
| | Cortes con plasma | | 60 |
| | Barolado en plancha de 1/4 | | 40 |
| | Accesorios (sueldas, neplos, bushing, acoples etc.) | | 200 |
| | Otros | | 400 |
| TOTAL | | | 2071,51 |

CAPÍTULO VII

7.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1.- CONCLUSIONES

- Se logró crear un horno de crisol basculante, el cual al ser funcional brinda seguridad al operario. Como complemento el operario siempre deberá aplicar las normas de seguridad industrial y así evitar cualquier accidente.
- Mediante la construcción de la pared revestida con ladrillo refractario y la mezcla especial de mortero; se logró evitar pérdidas importantes de calor en el horno.
- Se realizó los cálculos pertinentes para el diseño de elementos, con lo que se procedió a la selección de materiales de alta calidad; garantizando así una larga vida útil del mismo.
- Como producto de la investigación se determinó un sistema de calentamiento por gas (GLP).

Dicho sistema resulta ser el más respetuoso con el medio ambiente, logrando así reducir las emisiones un 90% respecto a la alternativa diesel.

7.2.- RECOMENDACIONES

Un punto muy importante antes de empezar cualquier fundición, es el precalentamiento. El tiempo de dicho precalentamiento es muy complejo de determinar, ya que influyen muchos factores; tales como el tamaño del horno, la altitud en la que nos encontramos 2300 m. (Ambato) y el tipo de quemador (a gas con 140 psi),

La solución a dicho problema es una simple visualización al crisol, el cual debe tomar un color rojizo que nos indicará que el horno se encuentra listo para fundir cualquier material que posea un punto de fusión máximo de 1600°C que se lo comprobó con un pirómetro óptico, en un tiempo de 15 min para que el crisol tome ese color.

Para fundir el aluminio sólo se necesita una temperatura de 660°C, la cual se la obtiene aproximadamente en 45 min. con una carga de 40 Kg. de aluminio, previo los 15 min. de calentamiento.

Un aspecto importante es el de la centralita, la cual posee una vida útil muy corta; debido a las altas presiones que debe soportar y se recomienda reemplazarla cada año por motivos de seguridad.

Al utilizar el horno con una semana de secado del mortero, empezó a fundir correctamente; pero mientras más se lo utilizó nos percatamos de las fisuras que se produjeron, producto de un mal secado. Por lo cual utilizamos una nueva mezcla que consta de melaza, arcilla, sílice y vidrio obteniendo excelentes resultados. Se procedió al secado de por lo menos un mes, logrando así alargar la vida útil del mismo.



Fig. 1.- Mortero Fisurado

ANEXOS

A0

TABLA DE CONVERSIONES

ENERGIA Y POTENCIA

| | | | | |
|---|--|---|---|---|
| 778.16 $\frac{\text{ft}\cdot\text{lb}}{\text{Btu}}$ | 2 544.4 $\frac{\text{Btu}}{\text{hp}\cdot\text{h}}$ | 5 050 $\frac{\text{hp}\cdot\text{h}}{\text{ft}\cdot\text{lb}}$ | 1 $\frac{\text{J}}{\text{W}\cdot\text{s}}$, $\frac{\text{J}}{\text{N}\cdot\text{m}}$ | 0.01 $\frac{\text{bar}\cdot\text{dm}^3}{\text{J}}$ |
| 550 $\frac{\text{ft}\cdot\text{lb}}{\text{hp}\cdot\text{s}}$ | 42.4 $\frac{\text{Btu}}{\text{hp}\cdot\text{min}}$ | 1.8 $\frac{\text{Btu}/\text{lb}}{\text{cal}/\text{g}}$ | 1 $\frac{\text{kW}\cdot\text{s}}{\text{kJ}}$ | $\frac{16.021}{10^{12}}$ $\frac{\text{J}}{\text{MeV}}$ |
| 33 000 $\frac{\text{ft}\cdot\text{lb}}{\text{hp}\cdot\text{min}}$ | 3 412.2 $\frac{\text{Btu}}{\text{kW}\cdot\text{hr}}$ | 1 800 $\frac{\text{Btu}/\text{lbmol}}{\text{kcal}/\text{gmol}}$ | 1 $\frac{\text{V}\cdot\text{A}}{\text{W}\cdot\text{s}}$ | $\frac{1.6021}{10^{12}}$ $\frac{\text{erg}}{\text{eV}}$ |
| 737.562 $\frac{\text{ft}\cdot\text{lb}}{\text{kW}\cdot\text{s}}$ | 56.87 $\frac{\text{Btu}}{\text{kW}\cdot\text{min}}$ | 2.7194 $\frac{\text{Btu}}{\text{atm}\cdot\text{ft}^3}$ | 10^7 $\frac{\text{erg}}{\text{J}}$ | $\frac{11.817}{10^{12}}$ $\frac{\text{ft}\cdot\text{lb}}{\text{MeV}}$ |
| 1.3558 $\frac{\text{J}}{\text{ft}\cdot\text{lb}}$ | 251.98 $\frac{\text{cal}}{\text{Btu}}$ | 4.1868 $\frac{\text{kJ}}{\text{kcal}}$ | 3 600 $\frac{\text{kJ}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$ | 0.746 $\frac{\text{kW}}{\text{hp}}$ |
| 1.055 $\frac{\text{kJ}}{\text{Btu}}$ | 101.92 $\frac{\text{kg}\cdot\text{m}}{\text{kJ}}$ | 0.4300 $\frac{\text{Btu}/\text{lbmol}}{\text{J}/\text{gmol}}$ | 860 $\frac{\text{cal}}{\text{W}\cdot\text{h}}$ | 1.8 $\frac{\text{Btu}}{\text{Chu}}$ |

CALOR ESPECIFICO, ENTROPIA, CONSTANTE DE GAS

| | | | | |
|--|---|---|--|---|
| 1 $\frac{\text{Btu}/\text{lbmol}\cdot\text{°R}}{\text{cal}/\text{gmol}\cdot\text{°R}}$ | 1 $\frac{\text{Btu}/\text{lb}\cdot\text{°R}}{\text{gal}/\text{g}\cdot\text{k}}$ | 1 $\frac{\text{Btu}/\text{lb}\cdot\text{°R}}{\text{kcal}/\text{kg}\cdot\text{k}}$ | 0.2389 $\frac{\text{Btu}/\text{lbmol}\cdot\text{°R}}{\text{J}/\text{gmol}\cdot\text{K}}$ | 4.187 $\frac{\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}}{\text{Btu}/\text{lb}\cdot\text{°R}}$ |
|--|---|---|--|---|

CONSTANTE UNIVERSAL DE LOS GASES

| | | | |
|---|--|--|--|
| 1 545.32 $\frac{\text{ft}\cdot\text{lb}}{\text{lbmol}\cdot\text{°R}}$ | 8.3143 $\frac{\text{kJ}}{\text{kgmol}\cdot\text{K}}$ | 0.7302 $\frac{\text{atm}\cdot\text{ft}^3}{\text{lbmol}\cdot\text{°R}}$ | 82.057 $\frac{\text{atm}\cdot\text{cm}^3}{\text{gmol}\cdot\text{K}}$ |
| 1.9859 $\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}\cdot\text{°R}}$ | 1.9859 $\frac{\text{cal}}{\text{gmol}\cdot\text{K}}$ | 10.731 $\frac{\text{psi}\cdot\text{ft}^3}{\text{lbmol}\cdot\text{°R}}$ | 83.143 $\frac{\text{bar}\cdot\text{cm}^3}{\text{gmol}\cdot\text{K}}$ |
| 8.3143 $\frac{\text{J}}{\text{gmol}\cdot\text{K}}$ | 8.3149×10^7 $\frac{\text{erg}}{\text{gmol}\cdot\text{K}}$ | 0.08206 $\frac{\text{atm}\cdot\text{m}^3}{\text{kgmol}\cdot\text{K}}$ | 0.083143 $\frac{\text{bar}\cdot\text{l}}{\text{gmol}\cdot\text{K}}$ |

TABLA A.3
Propiedades de los no metales*.

| Sustancia | Temperatura, °C | k, W/m·°C | ρ , kg/m ³ | c, kJ/kg·°C | $\alpha \times 10^7$, m ² /s |
|---|-----------------|-----------|----------------------------|-------------|--|
| Materiales estructurales y resistentes al calor | | | | | |
| Asbesto: | -45 | 0.149 | | | |
| Poco compacto | 0 | 0.154 | 470-570 | 0.816 | 3.3-4 |
| | 100 | 0.161 | | | |
| | 20 | 0.74 | | | |
| Cemento de asbesto | 54 | 0.166 | | | |
| chapas | 33 | 0.057 | | | |
| Láminas | 150 | 0.069 | | | |
| Fieltro, 40 láminas/pulgada | 260 | 0.083 | | | |
| | 38 | 0.078 | | | |
| 20 láminas/pulgada | 150 | 0.095 | | | |
| | 260 | 0.112 | | | |
| | 38 | 0.087 | | | |
| Corrugado, 4 ondas/pulgada | 93 | 0.100 | | | |
| | 150 | 0.119 | | | |
| | | 2.08 | | | |
| | 20-55 | 0.74-0.76 | 290 | 1.3 | 1.6 |
| Cemento de asbesto | 30 | 0.06 | | | |
| Asfalto | | | | | |
| Baldosa acústica | | | | | |
| Carbón, | | | | | |
| antracita | 30 | 0.26 | 1.300 | 1.25 | 1.6 |
| caucho, duro | 30 | 0.15 | 1.200 | 2.0 | 0.62 |
| Cemento, Portland | | 0.29 | 1.500 | | |
| Mortero | 23 | 1.16 | | | |
| Grafito, priolítico | 30 | 1.900 | 2.200 | 0.71 | 12.200 |
| paralelo a las capas | | | | | |
| perpendicular a las | | | | | |
| capas | 30 | 5.6 | 2.200 | 0.71 | 36 |
| Hormigón, cenizas | 23 | 0.76 | | | |
| Grava, mezcla 1-2-4 | 20 | 1.37 | 1.900-2.300 | 0.88 | 8.2-6.8 |
| Ladrillo: | | | | | |
| Ladrillo de construcción, | | | | | |
| corriente | 20 | 0.69 | 1.600 | 0.84 | 5.2 |
| de fachada | | 1.32 | 2.000 | | |
| Ladrillo de carbón | 600 | 18.5 | | | |
| | 1-400 | 11.1 | | | |
| | 300 | 2.32 | 3.000 | 0.84 | 9.2 |
| | 550 | 2.47 | | | 9.8 |
| | 900 | 1.99 | | | 7.9 |

TABLA A.3
Propiedades de los no metales*. (Continuación.)

| Sustancia | Temperatura, °C | k, W/m·°C | ρ, kg/m ³ | c, kJ/kg·°C | α × 10 ⁷ , m ² /s |
|---|-----------------|-----------|----------------------|-------------|---|
| Materiales estructurales y resistentes al calor | | | | | |
| Ladrillo: de tierra de diatomeas, moldado y cocido | 200 | 0.24 | | | |
| | 870 | 0.31 | | | |
| Ladrillo refractario Cocido a 1,330°C | 500 | 1.04 | 2.000 | 0.96 | 5.4 |
| | 800 | 1.07 | | | |
| Cocido a 1,450°C | 1.100 | 1.40 | 2.300 | 0.96 | 5.8 |
| | 500 | 1.28 | | | |
| | 800 | 1.37 | | | |
| Missouri | 1.100 | 1.40 | 2.600 | 0.96 | 4.0 |
| | 300 | 1.00 | | | |
| | 600 | 1.47 | | | |
| Magnesita | 1.400 | 1.77 | | 1.13 | |
| | 300 | 3.81 | | | |
| | 650 | 2.77 | | | |
| | 1.200 | 1.90 | | | |
| Madera (transversal a la veta): Balsa, 42.97 kg/m ³ (8.8 lb./ft. ³) | 30 | 0.055 | 140 | | |
| Ciprés | 30 | 0.097 | 460 | | |
| Abeto | 23 | 0.11 | 420 | 2.72 | 0.96 |
| Arce o roble | 30 | 0.166 | 540 | 2.4 | 1.28 |
| Pino amarillo (<i>Pinus strobus</i>)* | 23 | 0.147 | 640 | 2.8 | 0.82 |
| Pino blanco | 30 | 0.112 | 430 | | |
| Mortero, yeso | 20 | 0.48 | 1.440 | 0.84 | 4.0 |
| Varillas de metal | 20 | 0.47 | | | |
| Listones de madera | 20 | 0.28 | | | |
| Oxido de aluminio, zafiro | 30 | 46 | 3.970 | 0.76 | 150 |
| Oxido de aluminio, policristalino | 30 | 36 | 3.970 | 0.76 | 120 |
| Piedra: | | | | | |
| Granito | 100-300 | 1.73-3.98 | 2.640 | 0.82 | 8-18 |
| Piedra caliza | | 1.26-1.33 | 2.500 | 0.90 | 5.6-5.9 |
| Mármol | | 2.07-2.94 | 2.500-2.700 | 0.80 | 10-13.6 |
| Piedra arenisca | 40 | 1.83 | 2.160-2.300 | 0.71 | 11.2-11.9 |
| Poliéstereno | 30 | 0.33 | 960 | 2.1 | 1.64 |
| Polipropileno | 30 | 0.16 | 1.150 | 1.9 | 0.73 |
| Polvínulo, cloruro de Serrin, | 30 | 0.09 | 1.700 | 1.1 | 0.48 |
| baja densidad | 30 | 0.079 | 590 | 1.3 | 1.0 |
| alta densidad | 30 | 0.17 | 1.000 | 1.3 | 1.3 |
| Silicio, carburo de | 30 | 490 | 3.150 | 0.68 | 2.290 |

Propiedades de los metales*.

| Metal | Propiedades a 20°C. | | | | Conductividad térmica k, W/m·°C | | | | | | | | | |
|---|-------------------------------|---------------------|-----------------|--|---------------------------------|-------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------------------|------------------|--------------------|--------------------|
| | ρ , kg/m ³ | c_p , kJ/kg·°C | k , W/m·°C | $\alpha \cdot 10^5$, m ² /s | -100°C -148°F | 0°C 32°F | 100°C 212°F | 200°C 392°F | 300°C 572°F | 400°C 752°F | 600°C 1.112°F | 800°C 1.472°F | 1.000°C 1.832°F | 1.200°C 2.192°F |
| Aluminio: | | | | | | | | | | | | | | |
| Puro | 2.707 | 0.896 | 204 | 3.418 | 215 | 202 | 206 | 215 | 228 | 249 | | | | |
| Al-Cu (duraluminio), 9+96% Al, 3-5% Cu, trazas de Mg | 2.787 | 0.883 | 164 | 6.676 | 126 | 159 | 182 | 194 | | | | | | |
| Al-Si (siluminio, cobre-portador), 86,5% Al, 1% Cu | 2.659 | 0.867 | 137 | 5.933 | 119 | 137 | 144 | 152 | 161 | | | | | |
| Al-Si (alusil), 78-80% Al, 20-22% Si | 2.627 | 0.854 | 161 | 7.172 | 144 | 157 | 168 | 175 | 178 | | | | | |
| Al-Mg-Si, 97% Al, 1% Mg, 1% Si, 1% Mn | 2.707 | 0.892 | 177 | 7.311 | 175 | 175 | 189 | 204 | 29,8 | | | | | |
| Plomo | 11.373 | 0.130 | 35 | 2.343 | 36,9 | 35,1 | 33,4 | 31,5 | | | | | | |
| Hierro: | | | | | | | | | | | | | | |
| Puro | 7.897 | 0.452 | 73 | 2.034 | 87 | 73 | 67 | 62 | 55 | 48 | 40 | 35 | 29 | 31 |
| Hierro forjado, 0,5% C | 7.849 | 0.46 | 59 | 1.626 | | 59 | 57 | 52 | 48 | 45 | 36 | 33 | 28 | 29 |
| Acero | | | | | | | | | | | | | | |
| (C máx. ≈ 1,5%) | | | | | | | | | | | | | | |
| Acero al carbono | | | | | | | | | | | | | | |
| C ≈ 0,3% | 7.833 | 0.465 | 54 | 1.474 | | 55 | 52 | 48 | 45 | 42 | 35 | 29 | 28 | 31 |
| 1,0% | 7.801 | 0.473 | 43 | 1.172 | | 43 | 43 | 42 | 40 | 36 | 33 | 28 | 28 | 29 |
| 1,5% | 7.753 | 0.486 | 36 | 0.970 | | 36 | 36 | 36 | 35 | 33 | 31 | 28 | 28 | 29 |
| Acero al níquel | | | | | | | | | | | | | | |
| Ni ≈ 0% | 7.897 | 0.452 | 73 | 2.026 | | | | | | | | | | |
| 20% | 7.933 | 0.46 | 19 | 0.526 | | | | | | | | | | |
| 40% | 8.169 | 0.46 | 10 | 0.279 | | | | | | | | | | |
| 80% | 8.618 | 0.46 | 35 | 0.872 | | | | | | | | | | |
| Invar 36% Ni | 8.137 | 0.46 | 10,7 | 0.286 | | | | | | | | | | |
| Acero al cromo | | | | | | | | | | | | | | |
| Cr = 0% | 7.897 | 0.452 | 73 | 2.026 | 87 | 73 | 67 | 62 | 55 | 48 | 40 | 35 | 29 | 36 |
| 1% | 7.865 | 0.46 | 61 | 1.665 | | 62 | 55 | 52 | 47 | 42 | 36 | 33 | 29 | |
| 5% | 7.833 | 0.46 | 40 | 1.110 | | 40 | 38 | 36 | 36 | 33 | 29 | 29 | 29 | |
| 20% | 7.689 | 0.46 | 22 | 0.635 | | 22 | 22 | 22 | 22 | 24 | 24 | 26 | 29 | |
| Cr-Ni (cromo-níquel): 15% Cr, 10% Ni | 7.865 | 0.46 | 19 | 0.527 | | | | | | | | | | |
| 18% Cr, 8% Ni (V2A) | 7.817 | 0.46 | 16,3 | 0.444 | | 16,3 | 17 | 17 | 19 | 19 | 22 | 31 | | |
| 20% Cr, 15% Ni | 7.833 | 0.46 | 15,1 | 0.415 | | | | | | | | | | |
| 25% Cr, 20% Ni | 7.865 | 0.46 | 12,8 | 0.361 | | | | | | | | | | |
| Acero al wolframio | | | | | | | | | | | | | | |
| W = 0% | 7.897 | 0.452 | 73 | 2.026 | | | | | | | | | | |
| 1% | 7.913 | 0.448 | 66 | 1.858 | | | | | | | | | | |
| 5% | 8.073 | 0.435 | 54 | 1.525 | | | | | | | | | | |
| 10% | 8.314 | 0.419 | 48 | 1.391 | | | | | | | | | | |

http://catarina.udlap.mx/udla/tales/documentos/lima/lopez_sia/capitulo2.pdf

Tabla 2.1 Magnitud de coeficientes de transferencia de calor por convección [$\text{W}/\text{m}^2 \text{C}$] [6].

Convección natural

| | |
|----------|-----------|
| Gases | 2-25 |
| Líquidos | 50-10,000 |

5

Capítulo 2

Antecedentes

Convección forzada

| | |
|----------|-----------|
| Gases | 25-250 |
| Líquidos | 50-20,000 |

Convección por cambio de fase

2,500-100,000

http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/Tesis/Ingenie/Monge_T_M/Cap-1.pdf

http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/Tesis/Ingenie/Monge_T_M/Cap-1.pdf

1.2 PROPIEDADES APROXIMADAS DEL GLP A 15,56 °C

| | PROPANO | BUTANO | MEZCLA |
|--|-------------------------------|-------------------------------|---------|
| Fórmula | C ₂ H ₆ | C ₃ H ₈ | |
| Punto inicial de ebullición (°C) | -42 | -1 | -42 |
| Gravedad específica del líquido (kg/litro) | 0,504 | 0,582 | 0,519 |
| Peso por metro cúbico de líquido (Kg.) | 504 | 582 | 519 |
| Calor específico del líquido (kj/kg) | 1,464 | 1,276 | 1,426 |
| Metros cúbicos de vapor por litro | 0,271 | 0,235 | 0,264 |
| Metros cúbicos de vapor por kilogramo | 0,539 | 0,410 | 0,513 |
| Gravedad específica de vapor (aire = 1,0) | 1,50 | 2,01 | 1,60 |
| Temperatura de ignición en aire | 439-549 | 482-538 | 482-519 |
| Temperatura máxima de flama en aire °C | 1980 | 2008 | 2000 |
| Límites de flamabilidad en aire, % de vapor en mezcla de gas -aire | | | |
| a) Bajo | 2,15 | 1,55 | 1,55 |
| b) Alto | 9,60 | 8,60 | 9,60 |
| Calor latente de vaporización en el punto de ebullición (kj/kg) | 428 | 388 | 426 |

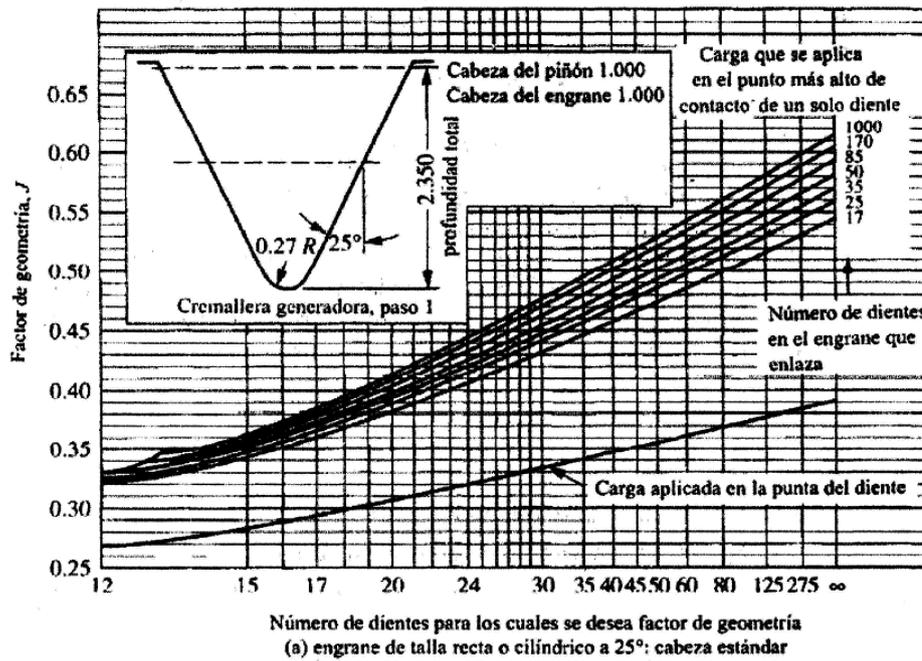
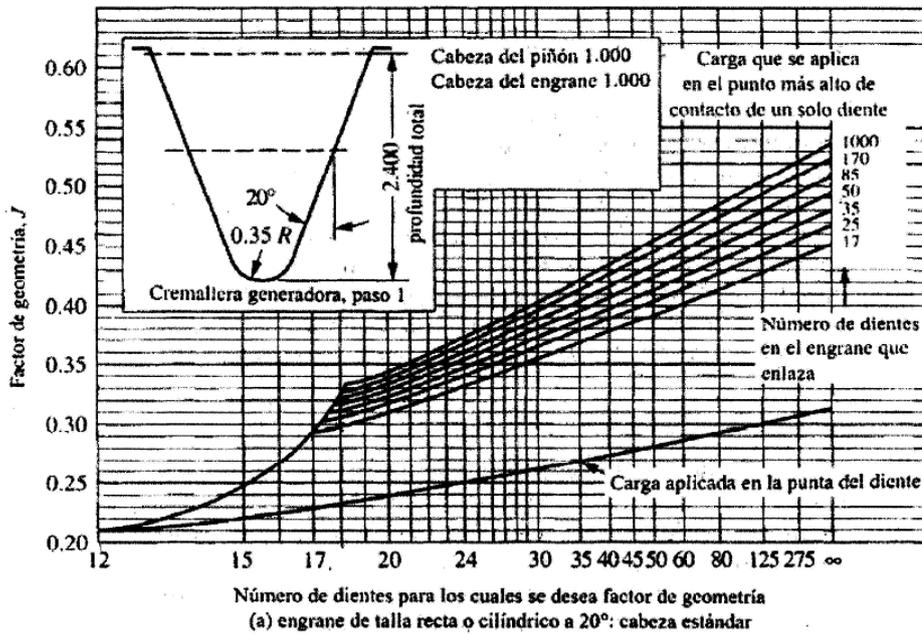


Figura 11-26 Factor de geometría, J . (Se tomó del Estándar AGMA para calificar la resistencia a la corrosión y la resistencia a la flexión para dientes evolventes de engranes de talla recta o cilíndricos y helicoidales, AGMA 218-01, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, Va. 22314.)

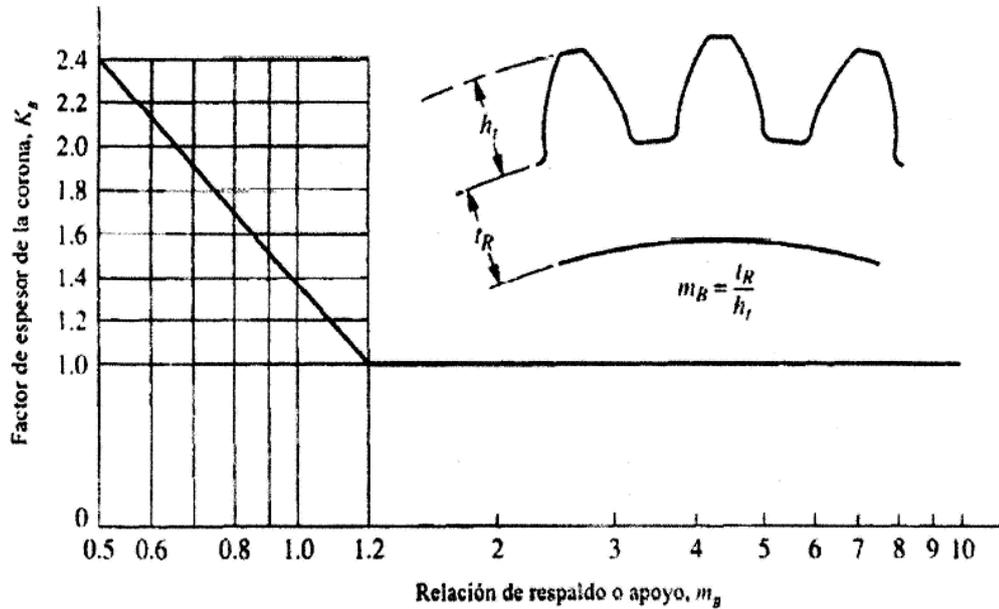
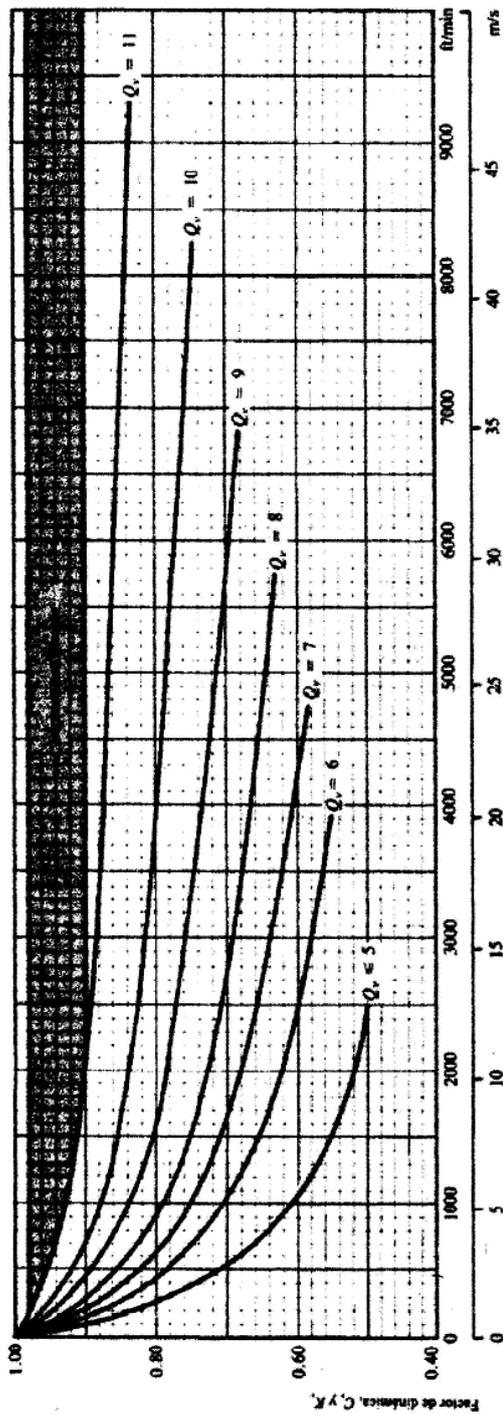


Figura 11-28 Factor de espesor de la corona, K_f . (Se tomó del estándar AGMA-2001-B88 *Factores fundamentales para calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes de talle recta o cilíndricos y helicoidales*, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, Va. 22314.)

Para $m_b > 1.2$ la corona es lo suficiente resistente y rígida para soportar los dientes y $K_f = 1.0$. El factor K_f también puede utilizarse en las cercanías de un cuñero donde se presenta un pequeño espesor de metal entre la parte superior del cuñero y la parte inferior del espacio del diente.



Curvas 6 a la 11:

$$C_v = K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_{lim}}} \right)^B$$

Unidades del sistema inglés

$$C_v = K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200v}} \right)^B$$

Unidades del sistema SI

donde

$$A = 50 + 56(1.0 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4}$$

Q_v = Número de nivel de precisión de la transmisión

Curvas 5:

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V_{lim}}}$$

Unidades del sistema inglés

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200v}}$$

Unidades del sistema SI

donde

V_{lim} = Punto extremo de las curvas de C_v y F_v , pie/min (m/s)

Figura 11-29 Factor de dinámica, C_v y K_v . (Se tomó del Estándar AGMA-2001-888 Factores fundamentales para calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes de talla recta o cilíndricos y helicoidales, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, Va. 22314).

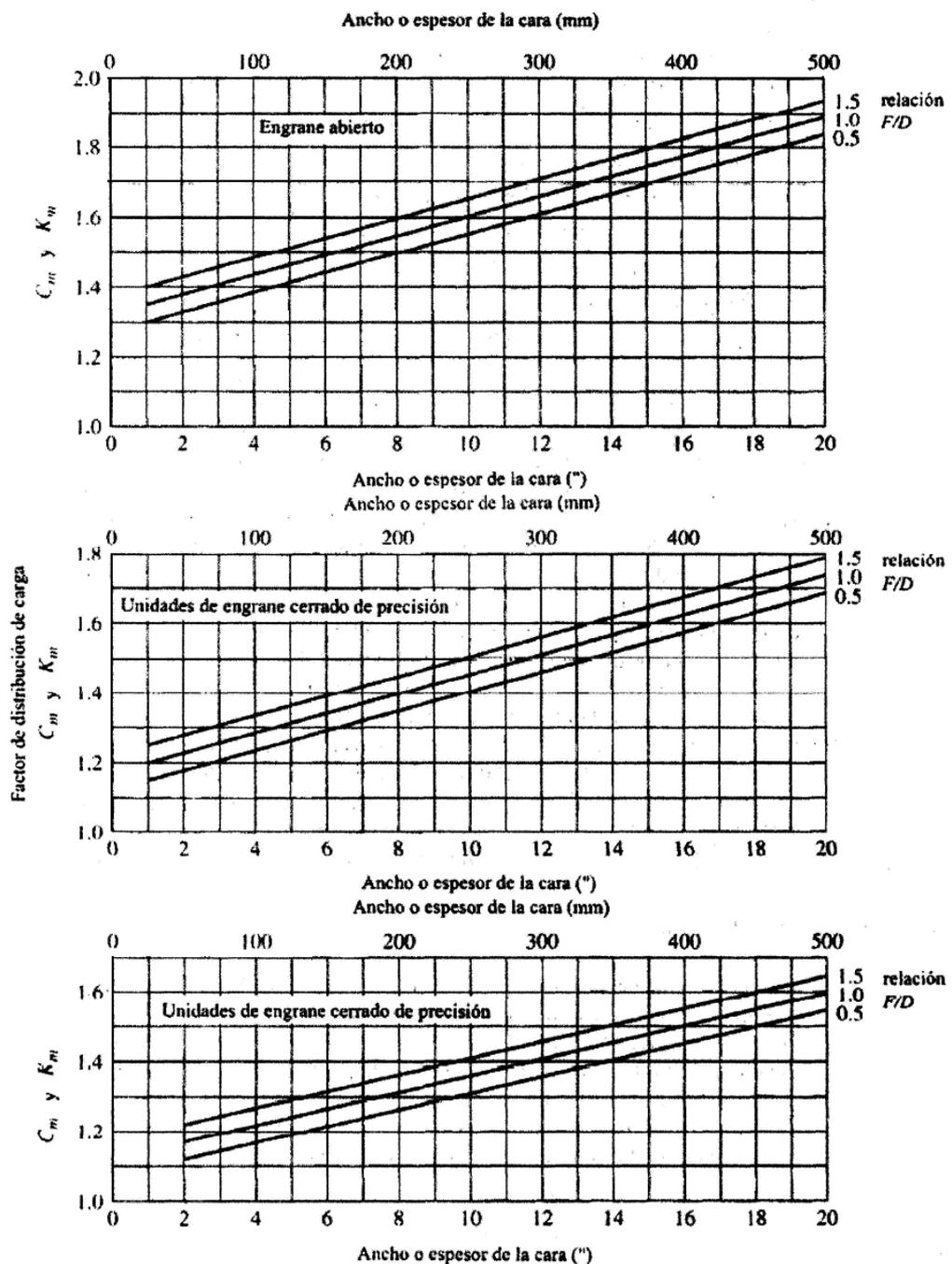


Figura 11-27 Factor de distribución de carga, K_m y C_m

Factor de aplicación, K_a

Los factores de aplicación consideran la posibilidad de que las variaciones de carga, vibraciones, el choque, los cambios de velocidad y otras condiciones particulares en una aplicación puedan dar por resultado picos de carga que excedan a W , cuando se aplican a los dientes de los engranes durante la operación. Es necesario analizar con cuidado las condiciones reales, y el estándar AGMA 2001-B88 no proporciona valores específicos para K_a . La referencia bibliográfica [10] proporciona algunos valores que se sugieren y muchas industrias han establecido valores adecuados con base en la experiencia.

Para las soluciones de los problemas que se presentan en este libro, utilizaremos los valores que se presentan en la tabla 11-13. Las consideraciones principales son la naturaleza *tanto* de la fuerza de poder impulsora como de la máquina que es impulsada. Un factor de aplicación de 1.00 se utilizará para un motor eléctrico, el cual trabaja con suavidad que impulsa a un generador, que también trabaja con suavidad, mediante un reductor de velocidad tipo engrane. La presencia de condiciones más bruscas o ásperas exigiría un valor de K_a mayor que 1.00. En el caso de fuentes de poder utilizaremos los siguiente:

Uniforme: motor eléctrico o turbina a gas de velocidad constante

Choque ligero: turbina de agua, impulsor de velocidad variable

Choque moderado: motor de cilindros múltiples

Los siguientes son algunos ejemplos de la brusquedad o aspereza con que operan las máquinas que son impulsadas:

Uniforme: generador que funciona en forma constante

Choque ligero: ventiladores y bombas centrífugas de baja velocidad, agitadores de líquidos, generadores de operación variable, transportadores que soportan cargas uniformes, bombas giratorias de desplazamiento positivo

Choque moderado: bombas centrífugas de alta velocidad, bombas recíprocas y compresoras, transportadores para trabajo pesado, impulsores para herramientas mecánicas, mezcladoras de concreto, maquinaria textil, moladoras para carne, sierras

Choque severo: trituradoras de piedra, impulsores de prensa punzonadora o de punzón, pulverizadoras, fresas procesadoras, molinos a tambor, trituradoras de madera, cribas vibratorias, volteadores para vagones de ferrocarril

Tabla 11-13 Factores de aplicación sugeridos, K_a

| <i>Fuente de poder</i> | <i>Máquina que es impulsada</i> | | | |
|------------------------|---------------------------------|----------------------|------------------------|----------------------|
| | <i>Uniforme</i> | <i>Choque ligero</i> | <i>Choque moderado</i> | <i>Choque pesado</i> |
| Uniforme | 1.00 | 1.25 | 1.50 | 1.75 |
| Choque ligero | 1.20 | 1.40 | 1.75 | 2.25 |
| Choque moderado | 1.30 | 1.70 | 2.00 | 2.75 |

Factor de tamaño, K_t

La AGMA indica que el factor de tamaño puede considerarse como 1.00 para la mayor parte de los engranes. Pero para engranes con dientes de gran tamaño o que tienen espesores de cara considerables, se sugiere utilizar un valor mayor que 1.00. La referencia bibliográfica [10] sugiere un valor de 1.00 para pasos diametrales de 5 o mayores o módulo métrico de 5 o más pequeño. Para dientes más grandes pueden utilizarse los valores que se muestran en la tabla 11-14.

Factor de distribución de carga, K_m

El cálculo del factor de carga se basa en muchas variables en el diseño de los propios engranes así como en los ejes, cojinetes, carcasas, y la estructura en la que se instala el impulsor de engrane. Por tanto es uno de los factores más difíciles de especificar. Se requiere de mucho trabajo analítico y experimental para calcular los valores de K_m .

Si la intensidad de la carga en todas las partes de todos los engranes en contacto en un momento particular es uniforme, el valor de K_m será 1.00. Sin embargo, rara vez se presenta este caso. Cualquiera de los factores siguientes pueden provocar desalineación en el diente del piñón en relación a los del engrane:

1. Dientes de los engranes poco precisos
2. Desalineación en los ejes que soportan engranes
3. Deformaciones elásticas de los engranes, ejes, cojinetes, carcasas y estructuras de apoyo
4. Espaciamientos entre los ejes y los engranes, los ejes y los cojinetes, o los cojinetes y la carcasa
5. Distorsiones térmicas durante la operación
6. Coronas o alivios en los extremos de los dientes de los engranes

El estándar AGMA 2001-B88 presenta análisis extensos de los dos métodos para calcular valores correspondientes a K_m . Uno es empírico y considera engranes de hasta 40" (1,000 mm) de ancho. El otro método es analítico y considera la rigidez y la masa de engranes individuales

Tabla 11-14 Factores de tamaño que se sugieren, K_t

| <i>Paso diametral, P_d</i> | <i>Módulo métrico, m</i> | <i>Factor de tamaño, K_t</i> |
|---|--------------------------|---|
| ≥ 5 | ≤ 5 | 1.00 |
| 4 | 6 | 1.05 |
| 3 | 8 | 1.15 |
| 2 | 12 | 1.25 |
| 1.25 | 20 | 1.40 |

Tabla 11-9 Números de tensión o esfuerzo permisibles para engranes de hierro y de bronce

| Designación del material | Dureza en la superficie (HB) | No. de tensión por flexión permisible | | No. de tensión por contacto permisible | |
|--|------------------------------------|--|-------|---|-------|
| | | (Ksi) | (MPa) | (Ksi) | (MPa) |
| Hierro gris fundido—ASTM A48 | | | | | |
| Clase 20 | — | 5 | 35 | 50 | 340 |
| Clase 30 | 175 | 8.5 | 59 | 65 | 450 |
| Clase 40 | 200 | 13 | 90 | 75 | 520 |
| Hierro nodular (dúctil)—ASTM A536 | | | | | |
| 60-14-18 | 140 | 22 | 150 | 77 | 530 |
| 80-55-06 | 180 | 22 | 150 | 77 | 530 |
| 100-70-03 | 230 | 27 | 180 | 92 | 630 |
| 120-90-02 | 270 | 31 | 210 | 103 | 710 |
| Hierro malleable—ASTM A220 | | | | | |
| 45007 | 165 | 10 | 70 | 72 | 500 |
| 50005 | 180 | 13 | 90 | 78 | 540 |
| 53007 | 195 | 16 | 110 | 83 | 570 |
| 80002 | 240 | 21 | 145 | 94 | 650 |
| Estaño con bronce—UNS No. 90700—$s_{u_{min}} = 40$ Ksi (275 MPa) | | | | | |
| Bronce 2 (original) | | 5.7 | 40 | 30 | 200 |
| Aluminio con bronce—UNS No. 95400—$s_{u_{min}} = 90$ Ksi (620 MPa) | | | | | |
| ALBR 3 (original) | | 23.6 | 160 | 65 | 450 |

Fuente: Se tomó del estándar AGMA-2001-B88 *Factores fundamentales para calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes de talle recto b cilíndricos y helicoidales*, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, Va. 22314.

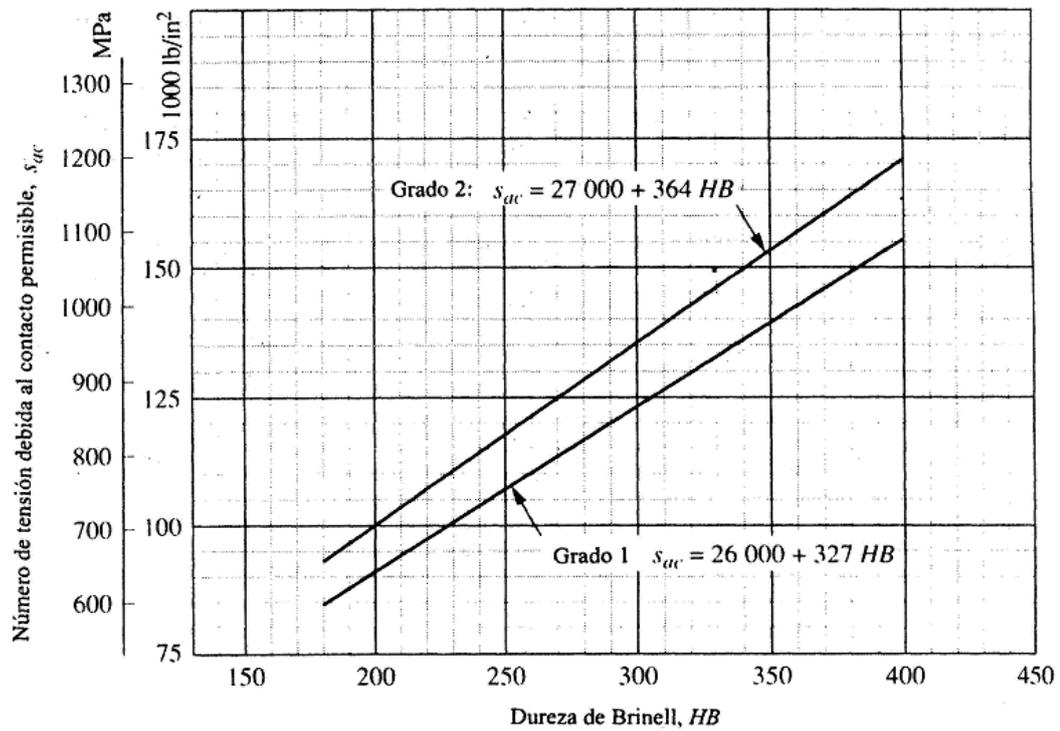


Figura 11-15 Número de tensión debida al contacto permisible, s_{ac} para engranes de acero (Se tomó del estándar AGMA-2001-B88 *Factores fundamentales para calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes de tala recta o cilíndricos y helicoidales*, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Alexandria, Va. 22314.)

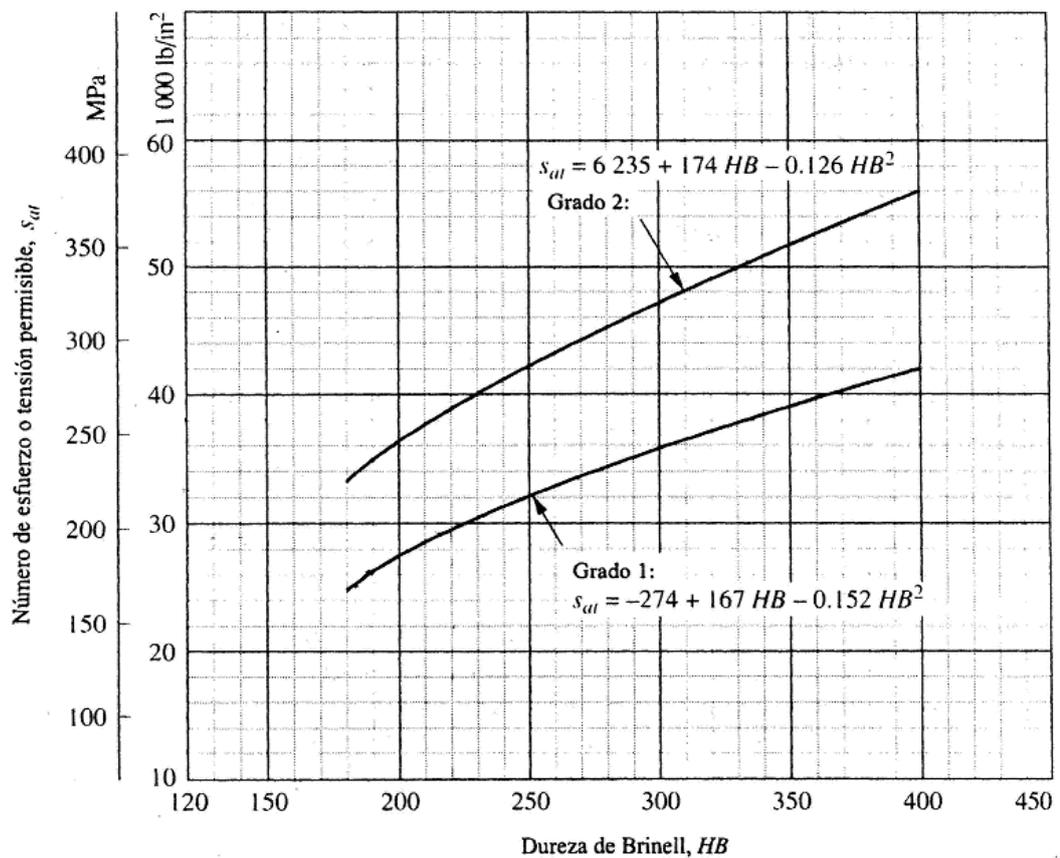


Figura 11-14 Número de esfuerzo o tensión permisible para engranes de acero, s_{at} . (Se tomó del estándar AGMA 2001-B88, *Factores fundamentales para calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes de talla recta o cilíndricos y helicoidales*, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Alexandria, Va. 22314.)

762

Apéndice D. Deflexiones y pendientes de vigas

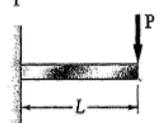
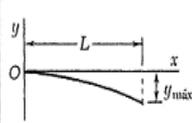
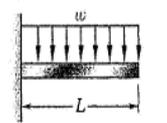
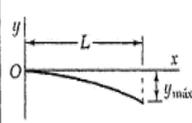
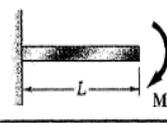
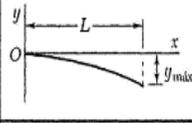
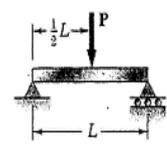
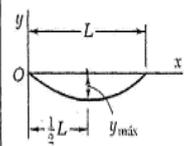
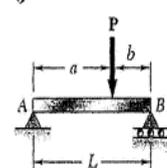
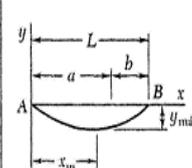
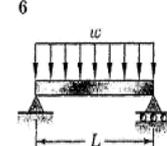
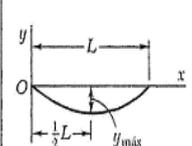
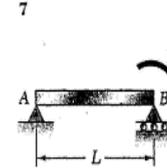
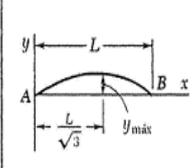
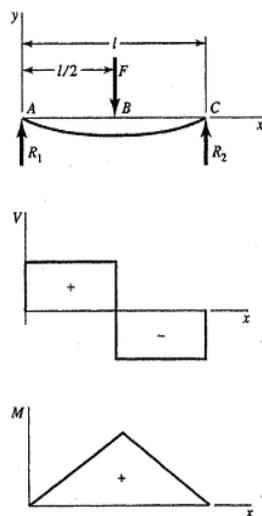
| Viga y carga | Curva elástica | Deflexión máxima | Pendiente en el extremo | Ecuación de la curva elástica |
|--|---|--|--|---|
| 1  |  | $-\frac{PL^3}{3EI}$ | $-\frac{PL^2}{2EI}$ | $y = \frac{P}{6EI}(x^3 - 3Lx^2)$ |
| 2  |  | $-\frac{wL^4}{8EI}$ | $-\frac{wL^3}{6EI}$ | $y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 4Lx^3 + 6L^2x^2)$ |
| 3  |  | $-\frac{ML^2}{2EI}$ | $-\frac{ML}{EI}$ | $y = -\frac{M}{2EI}x^2$ |
| 4  |  | $-\frac{PL^3}{48EI}$ | $\pm \frac{PL^2}{16EI}$ | Para $x \leq \frac{1}{2}L$: $y = \frac{P}{48EI}(4x^3 - 3L^2x)$ |
| 5  |  | Para $a > b$: $\frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EIL}$ con $x_m = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$ | $\theta_A = -\frac{Pb(L^2 - b^2)}{6EIL}$ $\theta_B = +\frac{Pa(L^2 - a^2)}{6EIL}$ | Para $x < a$: $y = \frac{Pb}{6EIL}[x^3 - (L^2 - b^2)x]$ Para $x = a$: $y = -\frac{Pa^2b^2}{3EIL}$ |
| 6  |  | $-\frac{5wL^4}{384EI}$ | $\pm \frac{wL^3}{24EI}$ | $y = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 2Lx^3 + L^3x)$ |
| 7  |  | $\frac{ML^2}{9\sqrt{3}EI}$ | $\theta_A = +\frac{ML}{6EI}$ $\theta_B = -\frac{ML}{3EI}$ | $y = -\frac{M}{6EIL}(x^3 - L^2x)$ |

Tabla E-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)

5 Apoyos simples: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = R_1$$

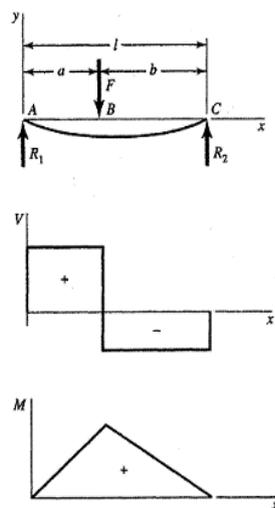
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

6 Apoyos simples: carga intermedia, $a < b$



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$

APENDICE 3 PROPIEDADES DE LOS ACEROS AL CARBON Y CON ALEACIONES

| <i>Número de designación del material (número AISI)</i> | <i>Condición</i> | <i>Resistencia a la tracción</i> | | <i>Resistencia a punto cedente</i> | | <i>Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)</i> | <i>Dureza Brinell (HB)</i> |
|---|--------------------|----------------------------------|------------|------------------------------------|------------|---|----------------------------|
| | | <i>Ksi</i> | <i>MPa</i> | <i>Ksi</i> | <i>MPa</i> | | |
| 1020 | Rolado en caliente | 55 | 379 | 30 | 207 | 25 | 111 |
| 1020 | Extruido en frío | 61 | 420 | 51 | 352 | 15 | 122 |
| 1020 | Recocido | 60 | 414 | 43 | 296 | 38 | 121 |
| 1040 | Rolado en caliente | 72 | 496 | 42 | 290 | 18 | 144 |
| 1040 | Extruido en frío | 80 | 552 | 71 | 490 | 12 | 160 |
| 1040 | OQT 1300 | 88 | 607 | 61 | 421 | 33 | 183 |
| 1040 | OQT 400 | 113 | 779 | 87 | 600 | 19 | 262 |
| 1050 | Rolado en caliente | 90 | 620 | 49 | 338 | 15 | 180 |
| 1050 | Extruido en frío | 100 | 690 | 84 | 579 | 10 | 200 |
| 1050 | OQT 1300 | 96 | 662 | 61 | 421 | 30 | 192 |
| 1050 | OQT 400 | 143 | 986 | 110 | 758 | 10 | 321 |
| 1117 | Rolado en caliente | 62 | 427 | 34 | 234 | 33 | 124 |
| 1117 | Extruido en frío | 69 | 476 | 51 | 352 | 20 | 138 |
| 1117 | WQT 350 | 89 | 614 | 50 | 345 | 22 | 178 |
| 1137 | Rolado en caliente | 88 | 607 | 48 | 331 | 15 | 176 |
| 1137 | Extruido en frío | 98 | 676 | 82 | 565 | 10 | 196 |
| 1137 | OQT 1300 | 87 | 600 | 60 | 414 | 28 | 174 |
| 1137 | OQT 400 | 157 | 1083 | 136 | 938 | 5 | 352 |
| 1144 | Rolado en caliente | 94 | 648 | 51 | 352 | 15 | 188 |
| 1144 | Extruido en frío | 100 | 690 | 90 | 621 | 10 | 200 |
| 1144 | OQT 1300 | 96 | 662 | 68 | 469 | 25 | 200 |
| 1144 | OQT 400 | 127 | 876 | 91 | 627 | 16 | 277 |
| 1213 | Rolado en caliente | 55 | 379 | 33 | 228 | 25 | 110 |
| 1213 | Extruido en frío | 75 | 517 | 58 | 340 | 10 | 150 |
| 12L13 | Rolado en caliente | 57 | 393 | 34 | 234 | 22 | 114 |
| 12L13 | Extruido en frío | 70 | 483 | 60 | 414 | 10 | 140 |
| 1340 | Recocido | 102 | 703 | 63 | 434 | 26 | 207 |
| 1340 | OQT 400 | 285 | 1960 | 234 | 1610 | 8 | 578 |
| 1340 | OQT 700 | 221 | 1520 | 197 | 1360 | 10 | 444 |
| 1340 | OQT 1000 | 144 | 993 | 132 | 910 | 17 | 363 |
| 1340 | OQT 1300 | 100 | 690 | 75 | 517 | 25 | 235 |
| 3140 | Recocido | 95 | 655 | 67 | 462 | 25 | 187 |
| 3140 | OQT 400 | 280 | 1930 | 248 | 1710 | 11 | 555 |
| 3140 | OQT 700 | 220 | 1520 | 200 | 1380 | 13 | 461 |
| 3140 | OQT 1000 | 152 | 1050 | 133 | 920 | 17 | 311 |
| 3140 | OQT 1300 | 115 | 792 | 94 | 648 | 23 | 233 |
| 4130 | Recocido | 81 | 558 | 52 | 359 | 28 | 156 |
| 4130 | WQT 400 | 234 | 1610 | 197 | 1360 | 12 | 461 |
| 4130 | WQT 700 | 208 | 1430 | 180 | 1240 | 13 | 415 |
| 4130 | WQT 1000 | 143 | 986 | 132 | 910 | 16 | 302 |
| 4130 | WQT 1300 | 98 | 676 | 89 | 614 | 28 | 202 |
| 4140 | Recocido | 95 | 655 | 60 | 414 | 26 | 197 |
| 4140 | OQT 400 | 290 | 2000 | 251 | 1730 | 11 | 578 |
| 4140 | OQT 700 | 231 | 1590 | 212 | 1460 | 13 | 461 |
| 4140 | OQT 1000 | 168 | 1160 | 152 | 1050 | 17 | 341 |
| 4140 | OQT 1300 | 117 | 807 | 100 | 690 | 23 | 235 |

Tabla 11-15 Coeficiente elástico, C_p

| Material para el piñón | Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa) | Material para fabricar engranes y módulo de elasticidad, E_G , lb/pulg ² (MPa) | | | | | |
|------------------------|---|---|--|---|---|--|--|
| | | Acero 30×10^6 (2×10^5) | Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5) | Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5) | Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5) | Bronce con aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5) | Bronce con estaño 16×10^6 (1.1×10^5) |
| Acero | 30×10^6 (2×10^5) | 2 300 (191) | 2 180 (181) | 2 160 (179) | 2 100 (174) | 1 950 (162) | 1 900 (158) |
| Hierro maleable | 25×10^6 (1.7×10^5) | 2 180 (181) | 2 090 (174) | 2 070 (172) | 2 020 (168) | 1 900 (158) | 1 850 (154) |
| Hierro nodular | 24×10^6 (1.7×10^5) | 2 160 (179) | 2 070 (172) | 2 050 (170) | 2 000 (166) | 1 880 (156) | 1 830 (152) |
| Hierro fundido | 22×10^6 (1.5×10^5) | 2 100 (174) | 2 020 (168) | 2 000 (166) | 1 960 (163) | 1 850 (154) | 1 800 (149) |
| Bronce con aluminio | 17.5×10^6 (1.2×10^5) | 1 950 (162) | 1 900 (158) | 1 880 (156) | 1 850 (154) | 1 750 (145) | 1 700 (141) |
| Bronce con estaño | 16×10^6 (1.1×10^5) | 1 900 (158) | 1 850 (154) | 1 830 (152) | 1 800 (149) | 1 700 (141) | 1 650 (137) |

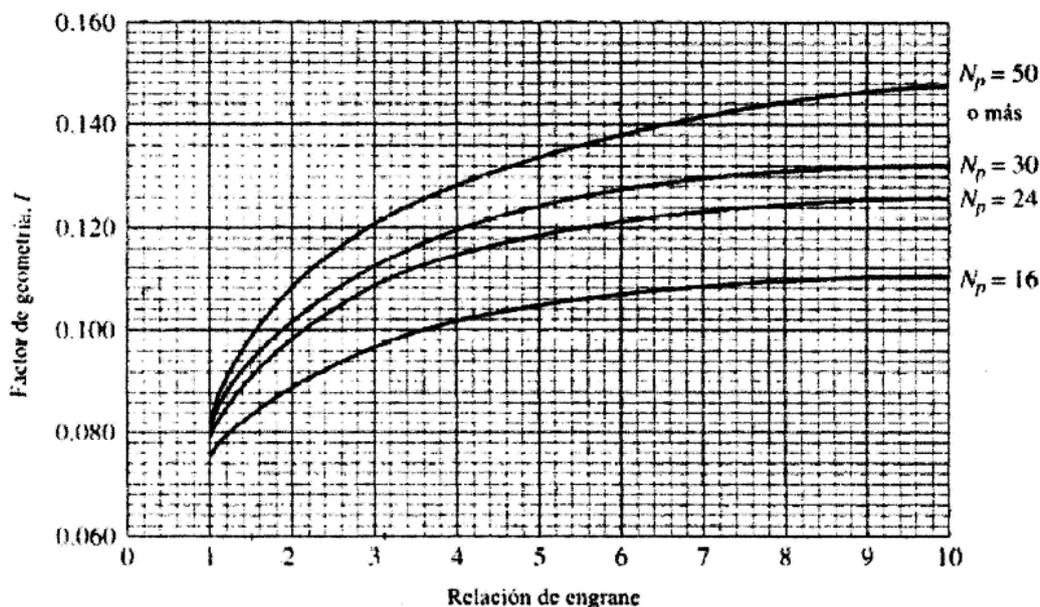
Nota: razón de Poisson = 0.30; las unidades para C_p son (lb/pulg²)^{0.5} o (MPa)^{0.5}.

Fuente: Se tomó del estándar AGMA-2001-B88, *Factores fundamentales para calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes de talla recta o cilíndricos y helicoidales*, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, Va. 22314.

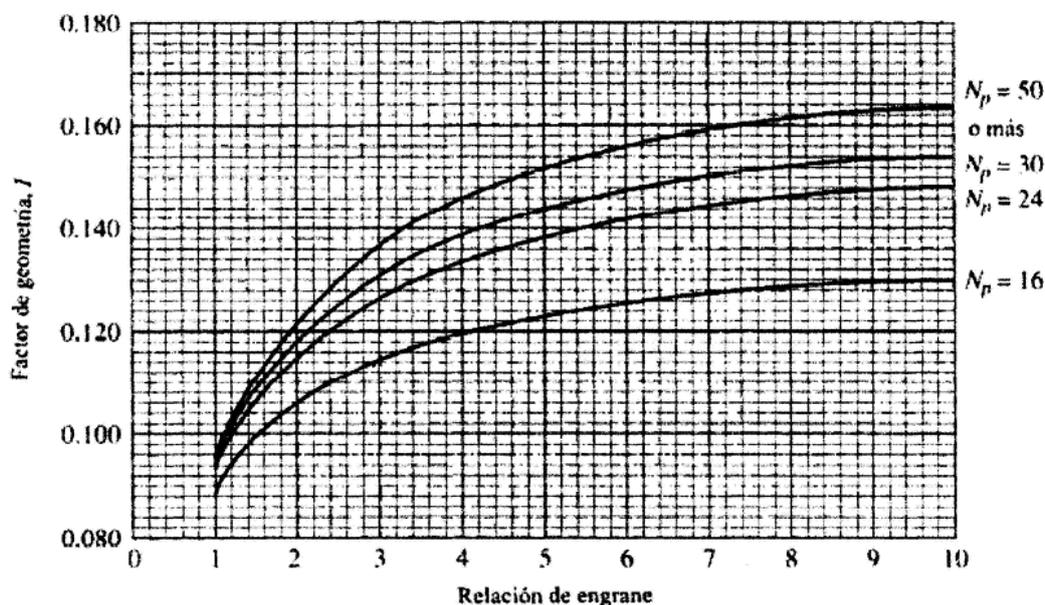
El denominador del último término bajo el radical en la ecuación (11-28) se denomina *factor de geometría, I*, y depende de la geometría del diente y de la relación de engrane. Los valores pueden encontrarse a partir de la figura 11-30.

Las gráficas en la figura 11-30 se tomaron del estándar AGMA 218.01 original al que le han sucedido dos estándares nuevos: AGMA 2001-B88, *Factores fundamentales de calificación y métodos de cálculo para dientes evolventes de engranes cilíndricos o rectos y helicoidales*, septiembre de 1988, y AGMA 908-B89, *Factores de geometría para determinar la resistencia a la corrosión y la resistencia a la flexión de dientes de engranes cilíndricos o rectos, helicoidales y de espiguilla*, abril de 1989. El estándar 908-B89, incluye un método analítico para calcular el valor de geometría *I*. Sin embargo, los valores de *I* no registran cambio alguno respecto al estándar original. En lugar de gráficas, el nuevo estándar reporta valores que corresponden a *I* para una gran variedad de formas de dientes en las tablas. Las gráficas del estándar original se muestran en la figura 11-30 de manera que el lector puede visualizar la variación de *I* con el número de dientes en el piñón y en el engrane.

Observe, además, que en la figura 11-30 sólo se incluyen factores de *I* para dos formas de dientes y que los valores sólo son válidos para esas formas. Los diseñadores deben asegurar que los factores de *I* para la forma de los dientes que en realidad se emplean se incluyan en el análisis de tensión por contacto.



(a) ángulo de presión a 20° (diente de profundidad total = $1/P_d$)

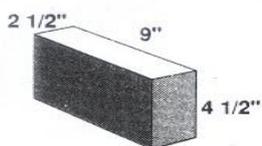


(a) ángulo de presión a 25° (diente de profundidad total = $1/P_d$)

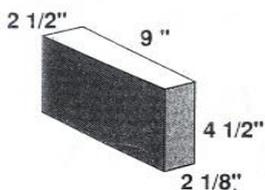
Figura 11-30 Factor de geometría, I , de piñón cilíndrico o de talla recta externo, para distancias centrales estándar. Todas las curvas son para el punto más bajo de contacto de un solo diente en el piñón. (Se tomó del Estándar AGMA para calificar la resistencia a la corrosión y la resistencia a la flexión de dientes evolventes de engranes cilíndricos o de talla recta y helicoidales, AGMA 218.01, con permiso del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, Va. 22314.)

FORMAS NORMALES

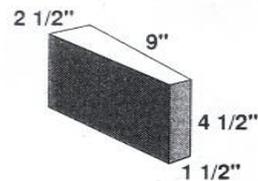
SERIE 9 x 4 1/2 x 2 1/2" (229 x 114 x 64 mm.)



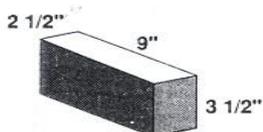
RECTO
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times 2 \frac{1}{2}$ "
 $229 \times 114 \times 64$ mm.
 EQUIVALENTE = 1



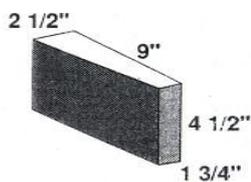
ARCO Nro. 1
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times (2 \frac{1}{2} - 2 \frac{1}{8})$ "
 $229 \times 114 \times (64 - 54)$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.93



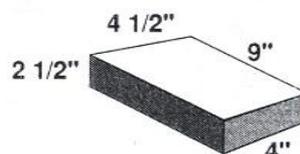
CUÑA Nro. 2
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times (2 \frac{1}{2} - 1 \frac{1}{2})$ "
 $229 \times 114 \times (64 - 38)$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.80



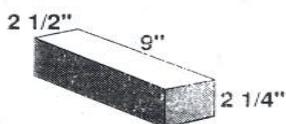
RECTO PEQUEÑO
 $9 \times 3 \frac{1}{2} \times 2 \frac{1}{2}$ "
 $229 \times 89 \times 64$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.78



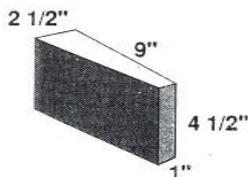
ARCO Nro. 2
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times (2 \frac{1}{2} - 1 \frac{3}{4})$ "
 $229 \times 114 \times (64 - 45)$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.85



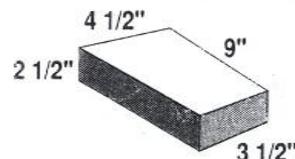
LLAVE Nro. 1
 $9 \times (4 \frac{1}{2} - 4) \times 2 \frac{1}{2}$ "
 $229 \times (114 \times 102) \times 64$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.94



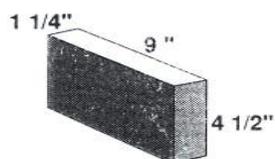
JABON
 $9 \times 2 \frac{1}{4} \times 2 \frac{1}{2}$ "
 $229 \times 57 \times 64$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.50



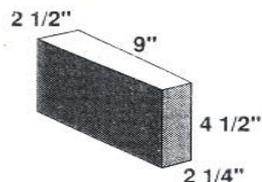
ARCO Nro. 3
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times (2 \frac{1}{2} - 1)$ "
 $229 \times 114 \times (64 - 25)$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.70



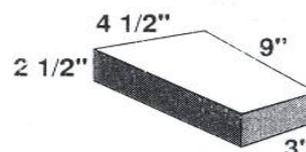
LLAVE Nro. 2
 $9 \times (4 \frac{1}{2} - 3 \frac{1}{2}) \times 2 \frac{1}{2}$ "
 $229 \times (114 \times 89) \times 64$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.80



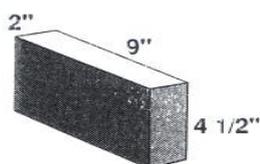
TABLETA
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{4}$ "
 $229 \times 114 \times 32$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.50



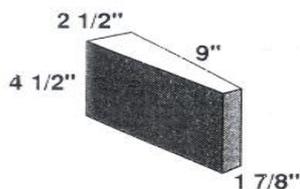
CUÑA 1X
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times (2 \frac{1}{2} - 2 \frac{1}{4})$ "
 $229 \times 114 \times (64 - 57)$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.95



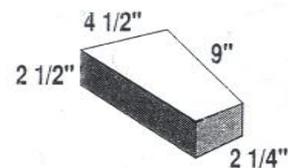
LLAVE Nro. 3
 $9 \times (4 \frac{1}{2} - 3) \times 2 \frac{1}{2}$ "
 $229 \times (114 \times 76) \times 64$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.83



TABLETA - 2"
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times 2$ "
 $229 \times 114 \times 51$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.80



CUÑA Nro. 1
 $9 \times 4 \frac{1}{2} \times (2 \frac{1}{2} - 1 \frac{7}{8})$ "
 $229 \times 114 \times (64 - 48)$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.88



LLAVE Nro. 4
 $9 \times (4 \frac{1}{2} - 2 \frac{1}{4}) \times 2 \frac{1}{2}$ "
 $229 \times (114 \times 57) \times 64$ mm.
 EQUIVALENTE = 0.75

BIBLIOGRAFÍA

- Ingeniería Metalúrgica, Tomo II, Raymundo A. Higgins.
- Tecnología de moldeo de fundición, Luis A. Olivia.
- Metalúrgica, Luigi Losana.
- Diseño de Elementos Mecánicos – Shigley, Sexta Edición.
- Diseño de Elementos Mecánicos – Mott.
- Diseño de Elementos Mecánicos – Beer & Jhonston
- Tecnología de la fundición, Editorial Gustavo Gili, Eduardo Capello.
- Dra. Stella Ordoñez - Depto. de Ingeniería Metalúrgica - Universidad de Santiago de Chile 62S.A. Dra. Stella Ordoñez - Depto. de Ingeniería Metalúrgica - Universidad de Santiago de Chile
- Técnicas Experimentales en Metalurgia (Área Ingeniería de Materiales)
Dra. Stella Ordoñez - Depto. de Ingeniería Metalúrgica - Universidad de Santiago de Chile

Latacunga, 12 de febrero del 2009

LOS AUTORES

José Fernando Saltos Olalla

Juan José Vargas Carrillo

EL DIRECTOR DE CARRERA

Ing. Juan Castro Clavijo

UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO

Dr. Rodrigo Vaca Corrales