



## FACULTAD DE INGENIERÍA

PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ASISTIR EL PROCESO DE  
TRATAMIENTO TÉRMICO DE TEMPLE SUPERFICIAL POR FLAMA PARA  
ELEMENTOS DE ACERO Y DE SECCIÓN TRANSVERSAL UNIFORME

TRABAJO DE GRADUACIÓN PARA OPTAR AL GRADO DE:  
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTADO POR:

Br. ÁLVARO RENÉ FLAMENCO RAMOS

ASESOR:

Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ

CIUDADELA DON BOSCO, 26 de agosto de 2017

## INTRODUCCIÓN

Este documento fue creado con el objetivo de presentar, de forma breve, los tópicos más importantes sobre la propuesta de diseño de la máquina de temple, que se tratarán en los diferentes capítulos del trabajo de grado presentado. En éste, se detalla aspectos tales como: partes componentes de la máquina, esquemas del circuito de hidráulico, circuito de control, inversión económica para la ejecución de la misma y por último, aspectos de seguridad a la hora de maniobrarla. El detalle de cada a continuación.

### Aspectos generales sobre la máquina para temple superficial

Antes de comenzar, es oportuno mencionar algunas de las características singulares que hacen de esta máquina una propuesta idónea para endurecer superficial piezas de acero.

Así, entre las características principales se puede mencionar la facilidad con que la pieza de trabajo se monta sobre la máquina. Lo anterior es posible debido a que la pieza únicamente se fijará en dos puntos que son el plato giratorio ubicado en la parte superior de la máquina y el contrapunto giratorio en la parte inferior. Además, la máquina esta diseñada de tal manera que se pueden realizar todos los modos de temple realizando mínimas modificaciones en los puntos de fijación para adaptar la pieza de trabajo sobre los mismos.

El montaje de la pieza será de tipo vertical. Se eligió ubicar la pieza en esta posición para evitar deflexiones, pues de lo contrario, en piezas como ejes o guías u otras de gran longitud, de estar dispuestos horizontalmente, el efecto del peso de la pieza y la alta temperatura, producirá alabeo en las mismas.

Otras de las ventajas visibles que resulta del montar vertical de la pieza, es el aprovechamiento del espacio cúbico de la instalación.

La máquina tiene instalado su propio sistema hidráulico el cual tendrá como objetivo proporcionar agua a la presión y cantidad adecuada, así como también, este mismo circuito puede ser alimentado por otro tipo de fluido como el aire, el cual,

presurizado, puede surtir perfectamente a las boquillas y realizar las descargas para enfriar superficies de piezas que requieran de un enfriamiento menos enérgico que el necesario para acero convencional.

La instalación de accesorios de control conectados en línea con la tubería de suministro de gases para la combustión y de agua para enfriamiento, permitirá calibrar la llama de la antorcha que calentará la pieza, así como también, controlar la rapidez de enfriamiento con que la pieza será templada. Por lo tanto, con la conexión en línea de accesorios como manómetros y medidores de flujo, y válvulas de globo y/u otros accesorio similar, permitirán la reproducibilidad de los resultados, dado que se podrá controlar mejor el tipo de flama (entre neutra y un poco carburante) requerida en estos proceso de tratamiento térmicos de tipo superficial.

La máquina contiene dos unidades de potencia motriz mutuamente independientes, lo que permite la simplificación de los mecanismos que conectan a la máquina con la fuente de potencia.

Hasta aquí se ha presentada, aunque de modo breve, las principales características que hacen de esta máquina una alternativa viables para el tratamiento térmico de piezas de acero que por su forma o dimensiones no puedan ser tratadas por medios convencionales, como el tratamiento en horno eléctrico.

ÍNDICE	Pág.
CAPÍTULO I .....	6
1 Conceptos y definiciones.....	7
1.1 Diagrama de fase de Hierro-Carburo de Hierro .....	8
1.1.1 Cambio alotrópico de los aceros. ....	8
1.1.2 Reacción eutécticoide.....	9
1.1.3 Formación de compuesto estequiométrico ( $Fe_3C$ ) .....	9
1.1.4 Microconstituyentes primarios .....	11
1.1.5 Microconstituyente Perlita .....	13
1.1.6 Maneras de controlar la reacción eutécticoide.....	13
1.2 La transformación martensítica.....	17
1.2.1 Martensita en los aceros .....	17
1.2.2 Propiedades de la martensita en los aceros .....	18
1.2.3 Revenido de la martensita en aceros .....	19
1.3 Temperaturas críticas de transformación.....	20
1.4 Tratamiento térmico del acero .....	21
1.4.1 Aceros al carbono .....	21
1.4.2 Aceros aleados.....	22
1.4.3 Tratamiento superficial del acero .....	25
1.4.4 Métodos de tratamiento térmico de temple superficial por flama .....	27
1.4.5 Intensidad de temple superficial por flama.....	31
1.4.6 Ventaja del endurecimiento superficial por flama Oxi-gas.....	31
1.5 Gases combustibles y equipo empleados en el proceso de tratamiento térmico de temple superficial por flama.....	32
1.5.1 Gases combustibles frecuentemente empleados para el endurecimiento por flama .....	33
1.5.2 Equipo para el calentamiento por flama .....	36
1.5.3 Flama oxi-gas para calentamiento de piezas de acero .....	42
1.6 Efectos del temple superficial por flama sobre las propiedades mecánicas del acero .....	43

1.7 Medición de la dureza en la capa templada.....	45
1.7.1 Ensayo Brinell .....	46
1.7.2 Ensayo Rockwell .....	47
1.7.3 Ensayos Vickers (HV) .....	48
1.8 Determinación de la capa templada.....	49
1.8.1 Ataque químico de la sección templado.....	49
1.8.2 Determinación de la Zona con 50% de martensita.....	50
1.9 Control de calidad de la superficie endurecida por flama .....	51
1.9.1 Principales métodos para determinar defectos superficiales en piezas de acero templadas superficialmente por flama .....	52

# CAPÍTULO I

## 1 Conceptos y definiciones

Antes de entrar en detalle sobre lo referente al proceso de tratamiento térmico de temple superficial por flama, se abordará los conceptos teoría básica sobre el fenómeno del tratamiento térmico en general y como éste, a través de procesos de calentamiento y posterior enfriamiento, cambia las propiedades mecánicas de la pieza de acero que es tratada.

Así, se inicia aseverando que, a través de diferentes estudios realizados a diferentes materiales metálicos como el acero, se ha podido comprobar que las propiedades finales de los mismos son influenciadas por la forma en que se fabrican. Algunos procesos implican trabajo mecánico, por ejemplo, rolado para conferirle una forma específica como producto terminado, o trefilado por medio de dados. En fin, en el diseño de máquinas, muchos elementos en forma de barras, alambre y elementos estructurales se fabrican de esa manera. No obstante, la mayor parte de los elementos de máquinas, en especial los que soportan cargas de magnitud considerable, reciben un tratamiento térmico para conferirles, entre otras propiedades mecánicas, una alta resistencia al desgaste.

En este capítulo, además de presentar información relacionada con el proceso de tratamiento térmico superficial por flama oxi-gas, que de hecho es un proceso térmico comúnmente empleado en la industria metal-mecánica con lo que se le confiere a las piezas alta dureza en su superficie y dejando su núcleo tenaz. También, se presenta información referente a los microconstituyentes usualmente presentes en un material templado; al mismo tiempo, se presenta el procedimiento y los métodos frecuentemente utilizados para medir la dureza de elementos de acero que han sido templados con este método; también, el material y equipo necesario para realizar un endurecimiento superficial, entre otros tópicos relacionados con el tema.

Por lo tanto, para poder estudiar el comportamiento de los acero en proceso que involucran un calentamiento seguido de un enfriamiento, se necesita conocer una diagrama que predice las propiedades del mismo según la temperatura y el tipo estructura que se forma. Éste diagrama se conoce con el nombre de “Diagrama Hierro Carburo de hierro”

## 1.1 Diagrama de fase de Hierro-Carburo de Hierro

Un diagrama de fases es en esencia una gráfica de la temperatura sobre la cual son estables las fases de un metal (o aleación). Por medio de estos diagramas puede predecirse la microestructura de la aleación sólida, así como también acerca de las fases que pueden existir.

Una aleación es una solución sólida la cual existe cuando un material puro, o un disolvente, tiene capacidad para retener dentro de sí los átomos de un segundo material, o de una sustancia disuelta, al grado tal que no haya evidencia, ni a simple vista ni mediante el microscopio óptico, del segundo material que esté presente. Sin embargo, cuando existe solubilidad limitada, durante el enfriamiento, se precipitan otras fases y la aleación queda endurecida por dispersión [2, 4].

### 1.1.1 Cambio alotrópico de los aceros.

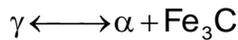
El hierro sufre dos transformaciones alotrópicas o cambios en su estructura cristalina, durante el calentamiento o enfriamiento. Así pues, inmediatamente después de la solidificación, el hierro forma una estructura bcc, llamada ferrita ( $\delta$ ). A un mayor enfriamiento, el hierro se transforma en una estructura fcc llamada austenita ( $\gamma$ ). Finalmente, el hierro vuelve a transformarse en una estructura bcc a una temperatura inferior; esta estructura se conoce como ferrita ( $\alpha$ ).

Tanto las ferritas como la austenita son soluciones sólidas de átomos de carbono intersticial en el hierro.

Dado que los intersticios en la red fcc son algo mayores que los intersticios en la red bcc, en la primera pueden acomodarse un mayor número de átomos de carbono. Por lo tanto, la solubilidad máxima de carbono en la austenita es 2.11 % en peso de C (% de C), en tanto que la solubilidad máxima de carbono en el hierro bcc es muy inferior, es decir 0.0218 % de C en ferrita ( $\alpha$ ) y de 0.09 % de C en ferrita ( $\delta$ ). Las soluciones sólidas son relativamente blandas y dúctiles, pero son más resistentes que el hierro puro, debido al endurecimiento por solución sólida del carbono [2, 4].

### 1.1.2 Reacción eutectoide

Se define la reacción eutectoide como una reacción en estado sólido, en la que una fase se transforma dos fases:



La formación de las dos fases sólidas permite obtener un endurecimiento por dispersión. Como ejemplo de la forma en que se puede utilizar la red para controlar la microestructura y las propiedades de una aleación, se presenta el diagrama de fases Fe- Fe<sub>3</sub>C (figura 1.1) que forman la base de los aceros y de los hierros fundidos.

### 1.1.3 Formación de compuesto estequiométrico ( Fe<sub>3</sub>C )

Cuando se excede la solubilidad del carbono en el hierro sólido, se forma un compuesto estequiométrico Fe<sub>3</sub>C llamado cementita. El compuesto Fe<sub>3</sub>C contiene 6.67 % de C, siendo ésta extremadamente de alta dureza y frágil; además, esta estructura se encuentra en todos los aceros comerciales.

Controlando adecuadamente la cantidad, tamaño y forma de la Fe<sub>3</sub>C, se podrá controlar el grado de endurecimiento por dispersión y se modificarán las propiedades mecánicas del acero, por lo tanto, si se calienta una aleación que contiene la composición eutectoide de aproximadamente 0.77 % de C, por encima de 727 °C (temperatura crítica inferior, A<sub>1</sub>; ver figura 1.1) se producirá una estructura que contendrá sólo granos de austenita, cuando ésta se enfría un diferencial de temperatura (dT), por debajo de 727 °C, empieza la reacción eutectoide:



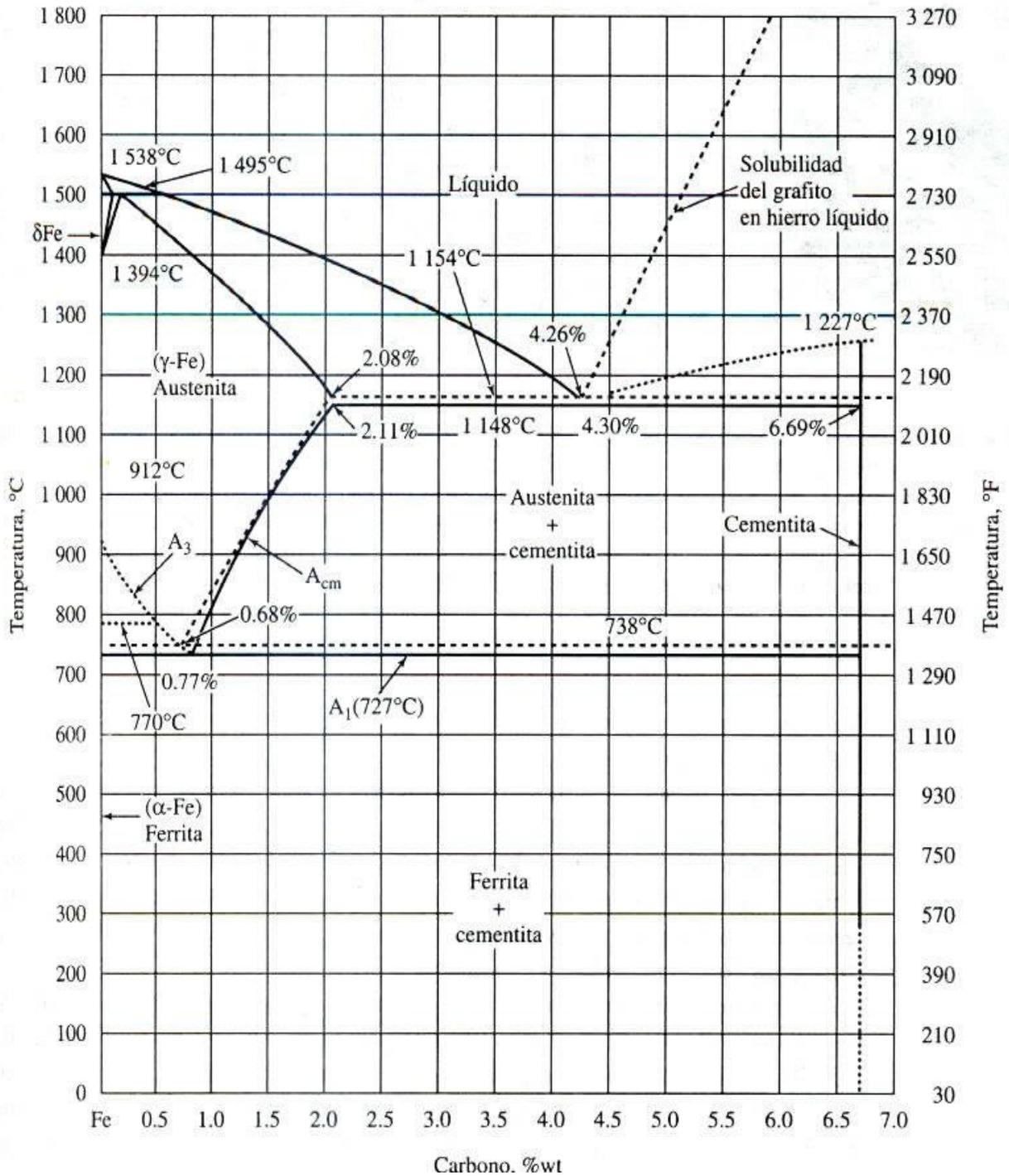


Figura 1.1 Diagrama de fases hierro - carburo de hierro (Fe-Fe<sub>3</sub>C).

En una forma similar ocurre en la reacción eutéctica, las dos fases que se forman a partir de un líquido, tienen composiciones distintas, por lo que los átomos tienen que difundir durante la reacción (figura 1.1). La mayor parte del carbono en la austenita difunde y forma la  $\text{Fe}_3\text{C}$  y la mayor parte de los átomos de hierro se transforma a la ferrita ( $\alpha$ ). Esta redistribución de los átomos se facilita más si las distancias de difusión son cortas, como es el caso de  $\alpha$  y  $\text{Fe}_3\text{C}$  cuando crecen en forma de láminas o placas delgadas (Fig.1.2)<sup>[2, 4, 8]</sup>.

#### 1.1.4 Microconstituyentes primarios

Los aceros hipoeutectóides contienen menos de 0.77 % de C (composición eutectoide). En las aleaciones hipoeutectoides el microconstituyente primario es la ferrita, y en las aleaciones hipereutectoides la cementita es el microconstituyente primario o proeutectoide (Fig.1.3).

Si se calienta una aleación hipoeutectoide con 0.60 % de C por arriba de 750 °C, se obtendrá una microestructura 100 % austenita.

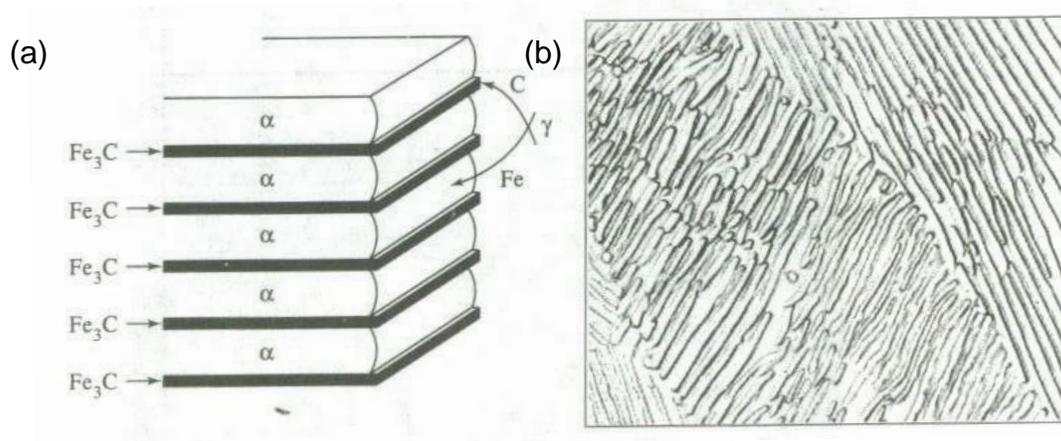


Figura 1.2. (a) Esquema de crecimiento de la perlita. (b) fotografía de una estructura perlítica x2000 <sup>[4]</sup>.

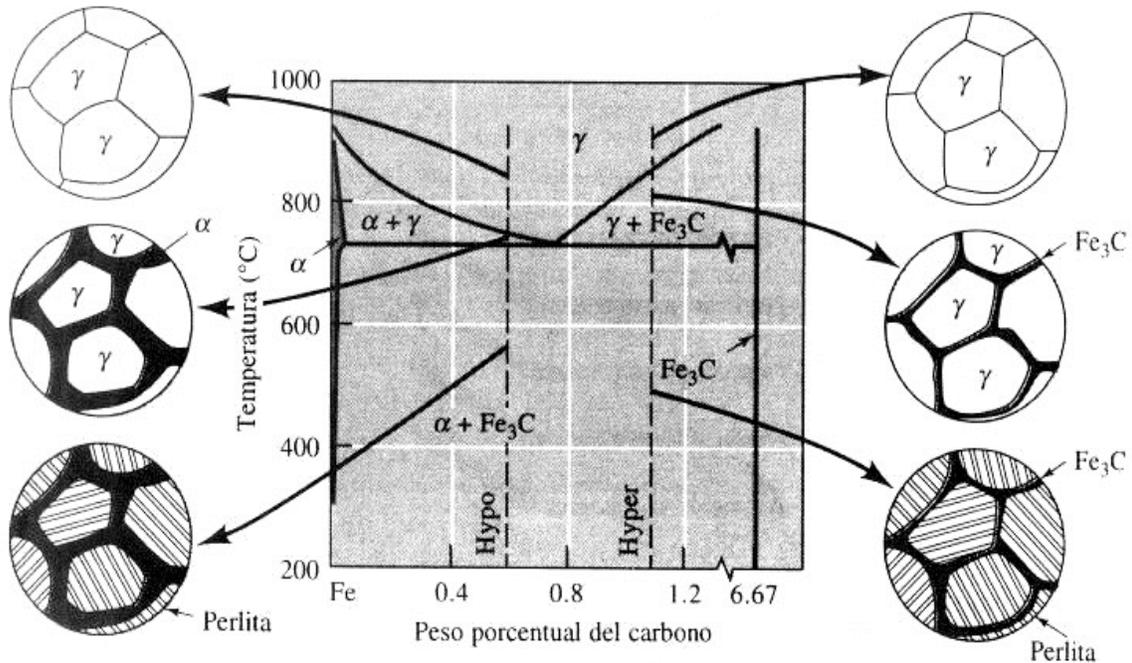


Figura 1.3. Evolución de la microestructura de los aceros hipo e hipereutectóides, durante el enfriamiento<sup>[4]</sup>.

En la figura 1.3 se presenta lo que ocurre en acero al enfriarse la austenita. Justo por debajo de la línea A<sub>3</sub> (ver figura 1.1), para la línea punteada a la izquierda del punto eutectoide, la ferrita nuclea y crece, por lo general en los bordes de los granos de austenita. A la estructura que se forma antes del eutectoide, se le denomina proeutectoide, ésta sigue creciendo hasta que la temperatura disminuye hasta la temperatura de reacción eutectoide. La austenita restante queda rodeada por ferrita. A esta temperatura su composición cambia a 0.77 % de C (composición del eutectoide), un enfriamiento posterior por debajo de 727 °C hace que toda la austenita restante se transforme en perlita (Fig.1.2) mediante la reacción eutectoide. La estructura final, temperatura ambiente, contiene dos fases; es decir, ferrita (primaria y la obtenida en la reacción eutectoide) y cementita obtenida en la reacción eutectoide.

La microestructura final contiene granos de perlita rodeada por ferrita primaria (figura 1.4a). Esta estructura hace que la aleación sea resistente debido a la perlita endurecida por dispersión, y al mismo tiempo dúctil, en razón de la ferrita primaria continúa.

Sin embargo, en las aleaciones hipereutectóides, la fase primaria es  $\text{Fe}_3\text{C}$ , que de nuevo se forma en los bordes de grano de la austenita. Después de que la austenita se enfría a través de la reacción eutectoide, la aleación contiene granos de perlita rodeada de cementita primaria (figura 1.4b). Ahora, debido a que el microconstituyente duro y frágil es continuo, el acero también es frágil. Afortunadamente, mediante tratamiento térmico, es posible modificar la microestructura y, por lo tanto, las propiedades de los aceros hipereutectóides [2, 4].

#### 1.1.5 Microconstituyente Perlita

La estructura laminar de  $\alpha$  y  $\text{Fe}_3\text{C}$ , que se desarrolla en el sistema de aleación hierro-carburo de hierro se denomina perlita (figura 1.2b); esta estructura es un microconstituyente en el acero. Dado que los átomos de hierro y carbono deben difundirse a través de la austenita, las láminas de la estructura son bastante finas [2].

A continuación se describen diferentes técnicas para controlar la cantidad de perlita en un acero.

#### 1.1.6 Maneras de controlar la reacción eutectoide

Se controla el endurecimiento por dispersión en aleaciones eutectoides de la siguiente manera:

#### Control de la cantidad del eutectoide

Al modificar la composición de la aleación, se modifica las cantidades de las fases. Conforme aumenta el contenido de carbono en un acero hacia la composición eutectoide de 0,77 % de C, aumentan las cantidades de perlita, incrementando así la resistencia. Sin embargo, este efecto de endurecimiento finalmente llega a un valor máximo y las propiedades permanecen constantes, o incluso decrecen cuando el contenido de carbono es demasiado alto (tabla 1.1).

Tabla 1.1. Efecto del carbono en la resistencia de los aceros.

% Carbono	Enfriamiento lento (perlita gruesa)			Enfriamiento rápido (perlita fina)		
	Esfuerzo de fluencia, psi	Resistencia a la tracción, psi	% de elongación	Esfuerzo de fluencia, psi	Resistencia a la tracción, psi	% de elongación
0.20	42,750	57,200	36.5	50,250	64,000	36.0
0.40	51,250	75,250	30.0	54,250	85,500	28.0
0.60	54,000	90,750	23.0	61,000	112,500	18.0
0.80	54,500	89,250	25.0	76,000	146,500	11.0
0.95	55,000	95,250	13.0	72,500	147,000	9.5

### Control del tamaño de grano de la austenita

La nucleación de la perlita inicia en los límites de granos austeníticos originales. Se puede incrementar el número de granos de perlita, reduciendo el tamaño previo de los granos de austenita, por lo común utilizando bajas temperaturas para reducir el tamaño de los granos de austenita. Típicamente, se puede incrementar la resistencia de la aleación afinando el tamaño de los granos.

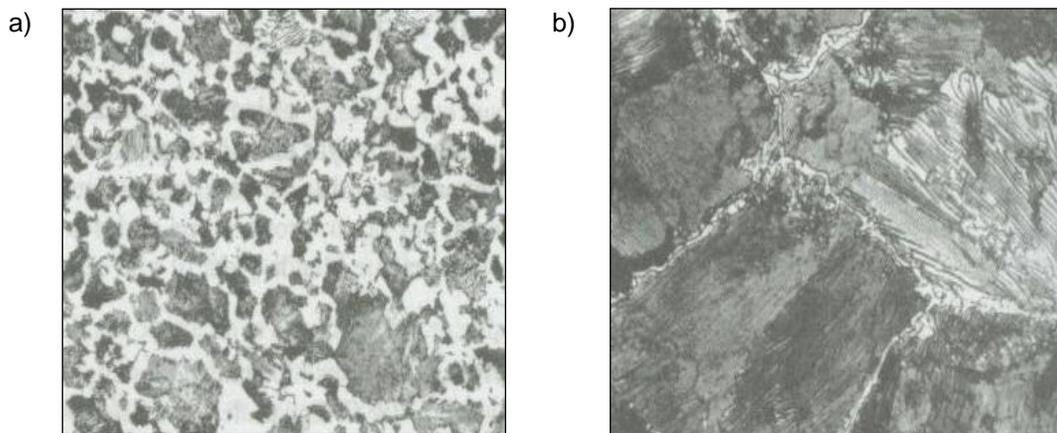


Figura 1.4. Micro-estructuras (a) Acero hipoeutectoide mostrando ferrita primaria (blanco) y perlita a 400x, (b) acero hipereutectoide mostrando Fe<sub>3</sub>C primario rodeando la perlita a 800x<sup>[4]</sup>.

## Control de la velocidad de enfriamiento

Al incrementar la velocidad de enfriamiento durante la reacción eutectoide, se reduce la distancia a la cual los átomos pueden difundir. En consecuencia, las láminas producidas durante la reacción son más finas o están más próximas una de las otras. Al producir una perlita más fina, se incrementan la resistencia mecánica de la aleación (tabla 1.1).

## Control de la temperatura de transformación

La reacción eutectoide es bastante lenta, y el acero puede enfriarse por debajo de la temperatura eutectoide antes que se inicie la transformación. Una temperatura de transformación inferior disminuye el tiempo requerido para la transformación, e incluso alterará la organización de la mezcla. Esta información se presenta en el diagrama de transformación-tiempo-temperatura, TTT (Figura 1.5). Éste diagrama, también conocido como diagrama de transformación isotérmica o bien curva "S", permite predecir estructuras, propiedades mecánicas y el tratamiento térmico requerido en los aceros.

El diagrama TTT es consecuencia de la cinética en la reacción eutectoide. La línea  $P_s$  representa el momento en el cual se inicia la transformación de la austenita en perlita. Cuando la temperatura disminuye, se incrementa la velocidad de nucleación y al mismo tiempo se reduce la rapidez de crecimiento en la fase eutectoide. En la figura 1.5 se presenta el caso de un acero eutectoide para el cual la rapidez crítica de transformación ocurre cerca de  $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ <sup>[4]</sup>.

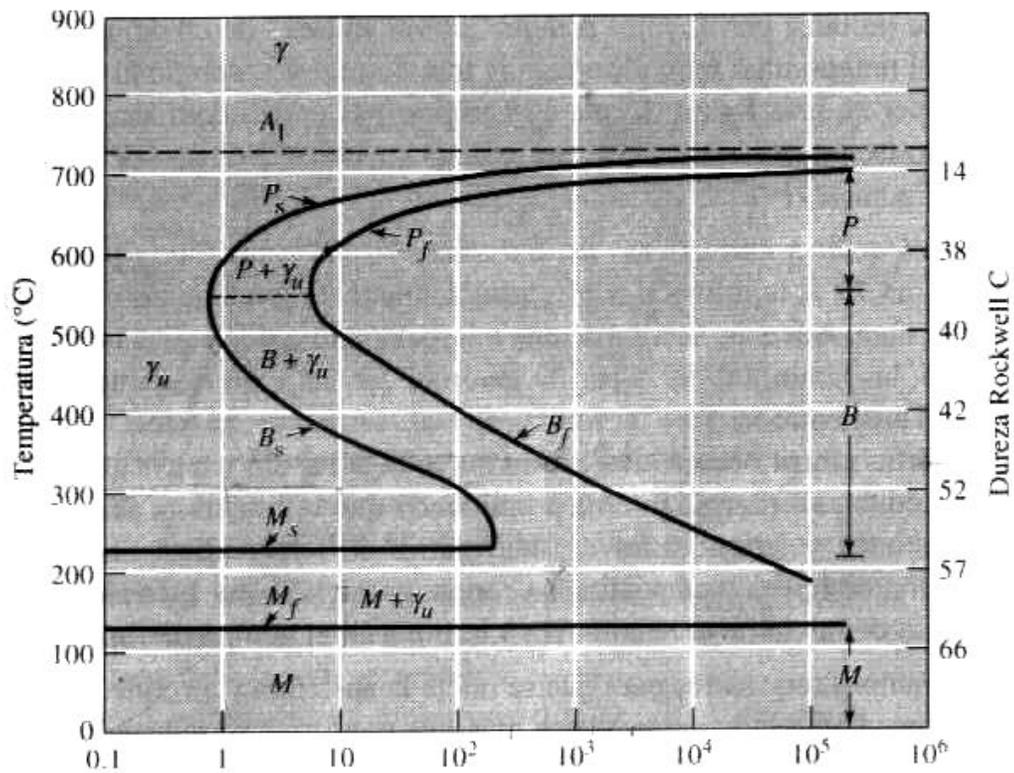


Figura 1.5. Diagrama transformación-tiempo-temperatura (TTT) para un acero de composición eutectoide<sup>[4]</sup>.

Como resultado de la transformación se producen dos tipos principales de microconstituyentes. La perlita (P) se forma por arriba de 550 °C, y la bainita (B) se forma a temperatura inferiores. A continuación se detalla estos resultados:

- 1) Nucleación y crecimiento de la perlita. Si se enfría la aleación justo por debajo de la temperatura eutectoide, la perlita empieza a crecer, los átomos se difunde con rapidez, produciéndose una perlita gruesa, y la transformación se completa en el tiempo en que se toca  $P_f$ . Cuando la austenita se enfría a una temperatura inferior, la nucleación ocurre más rápido y  $P_s$  es más corto, y se produce perlita fina. Aunque la velocidad de crecimiento es más lenta, se habrá reducido el tiempo total requerido para la transformación, debido que se acelera la nucleación. Una perlita más fina se forma en tiempos más cortos a medida se reduce la temperatura de transformación isotérmica hasta ~ 550 °C, que es la “nariz” o “rodilla” de la curva TTT.

2) Nucleación y crecimiento de la bainita. A temperaturas justo por debajo de la “nariz” del diagrama TTT, la difusión que ocurre es muy lenta y los tiempos totales de transformación se incrementan nuevamente; además, se trata de una microestructura distinta. A bajas temperatura de transformación, las láminas de perlita son extremadamente delgadas. Este nuevo microconstituyente u organización de ferrita y cementita, se conoce como bainita. Las transformaciones a bainita empieza en el momento de cruzar la línea  $B_s$  y terminan en el tiempo que se cruza la línea  $B_f$ . Los tiempos requeridos para que se inicie y termine la transformación de la austenita a bainita se incrementan a menores temperaturas; la bainita que se forma ligeramente por debajo de la nariz de la curva se conoce como bainita superior o gruesa. La bainita que se forma a temperatura inferior, se conoce como bainita inferior o fina [2, 4, 6, 7].

## 1.2 La transformación martensítica

La martensita es una fase que se forma como resultado de una transformación de estado sólido sin difusión. Debido a que su formación no depende de la difusión, la transformación martensítica es atérmica; es decir, la transformación depende sólo de la temperatura y no del tiempo [4, 6].

En la figura 1.5 se presentan dos líneas las cuales representan el inicio y fin de un proceso que se conoce como transformación martensítica. Éste es el término genérico que se refiere a la amplia familia de transformaciones sin difusión. Para el caso de los aceros, el producto que se forma a partir de la austenita templada recibe el nombre de martensita.

### 1.2.1 Martensita en los aceros

En los aceros con menos de 0.2 % de C, la austenita con estructura fcc se trasforma en una estructura de martensita bcc supersaturada. En los aceros de más alto contenido de carbono, la transformación martensítica ocurre en el momento en que la austenita fcc (o ccc) pasa a martensita de estructura tetragonal centrada en el cuerpo (tcc [figura 1.6a]). Los átomos intersticiales pueden quedar atrapados durante la transformación de la estructura cúbica centrada en las caras a la estructura

tetragonal centrada en el cuerpo. Conforme se incrementa el contenido de carbono en el acero, estos átomos quedan atrapados en un número mayor del que corresponde, incrementando de esta forma la diferencia entre los ejes  $a$  y  $c$  de la estructura martensita (figura 1.6b)<sup>[4]</sup>.

Durante la transformación no existe una difusión de largo alcance, que puede cambiar la composición. Por lo tanto, en la aleación hierro-carbono, la composición de la martensita es igual que la de austenita de la que proviene.

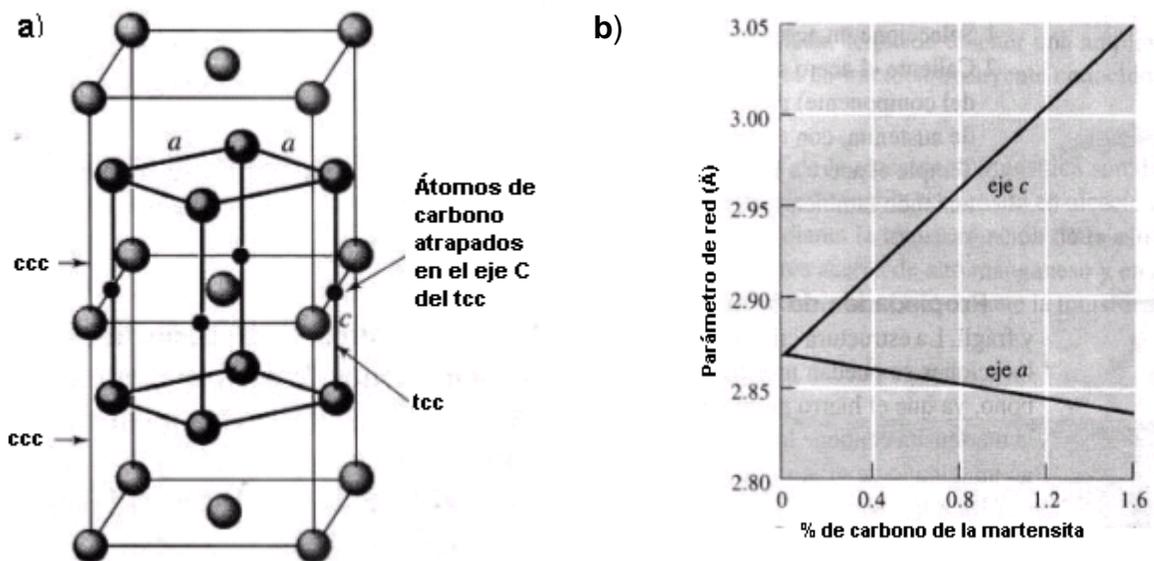


Figura 1.6. (a) Esquema de la celda unitaria de la martensita tcc, (b) relación entre el contenido de carbono dentro de la martensita y su efecto sobre los parámetros de la red tcc<sup>[4]</sup>.

### 1.2.2 Propiedades de la martensita en los aceros

El constituyente típico de los aceros templados es la martensita y su característica es alta dureza y fragilidad, debido a que la estructura cristalina tcc no tiene planos de deslizamiento compactos donde las dislocaciones se puedan mover con facilidad.

La martensita está altamente sobresaturada de carbono, ya que el hierro  $\alpha$  normalmente contiene menos de 0,0218 % de C a la temperatura ambiente, y la martensita contiene la misma cantidad de carbono presente en el acero. Finalmente, la martensita tiene un tamaño de grano fino y una subestructura aún más fina<sup>[4, 6]</sup>.

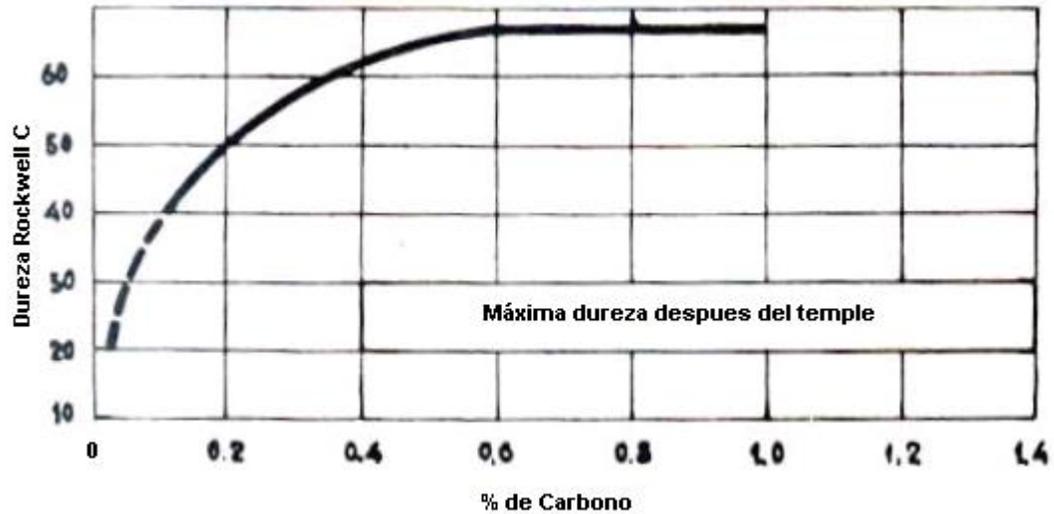


Figura 1.7. Efecto del contenido de carbono en la dureza de la martensita de los aceros<sup>[2]</sup>.

La estructura y las propiedades de la martensita en los aceros dependen del contenido de carbono de la aleación (figura 1.7). Cuando el contenido de carbono es bajo, la martensita crece en forma de "listones", compuestos por paquetes de placas planas y angostas que crece unas al lado de las otras (figura 1.8a), la cual produce una martensita de baja dureza. Cuando los aceros tienen un mayor contenido de carbono, se forma la martensita de placas, en la cual crecen placas individuales, planas y angostas, en vez de crecer acicularmente (figura 1.8b), produciendo una estructura de martensítica de mayor dureza. A mayor contenido de carbono, mayor distorsión; es decir, una relación  $c/a$  (donde  $c$  es la arista mayor y  $a$  la menor de la red cristalina tetragonal centrada en el cuerpo mayor que la de la estructura cristalina original conferirá mayor dureza <sup>[2, 4, 6, 7]</sup>.

### 1.2.3 Revenido de la martensita en aceros

La martensita no es una estructura en equilibrio. Cuando la martensita de un acero se calienta por debajo de la temperatura eutectoide, se precipitan fases  $\alpha$  y  $Fe_3C$ . Este proceso se conoce como revenido. La descomposición de la martensita de los aceros causa que la resistencia mecánica y la dureza de esta disminuyan

mientras que la ductilidad y las propiedades de resistencia al impacto mejoran (figura 1.9) [2, 4].

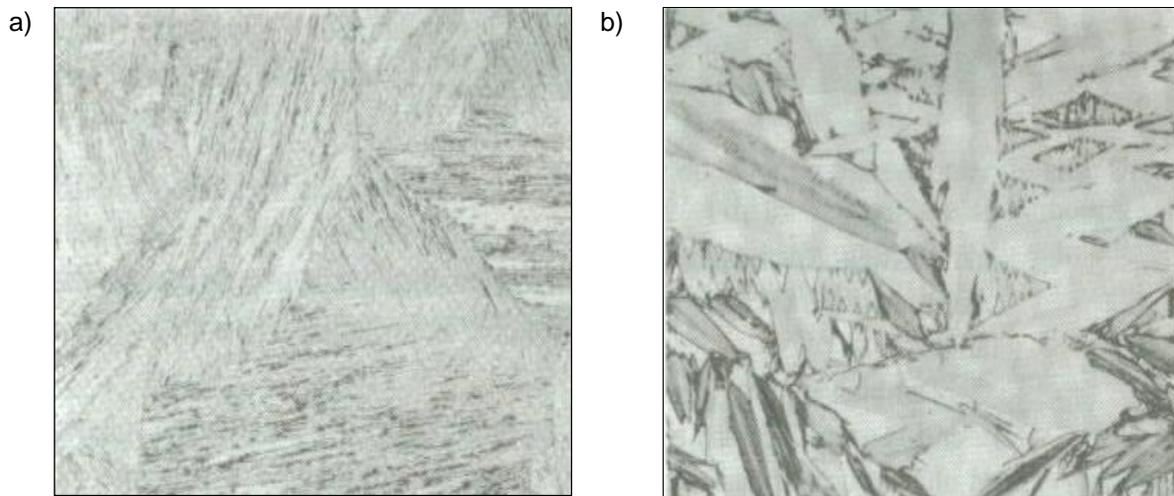


Figura 1.8. Microfotografías de una estructura martensítica para diferente contenido de carbono (a) Martensita en listones en acero de bajo Carbono a 80x, (b) Martensita en placas en acero de alto carbono a 400x [6].

### 1.3 Temperaturas críticas de transformación

El Diagrama de fases Fe-Fe<sub>3</sub>C presenta las bases para comprender los tratamientos térmicos y las propiedades mecánicas de los aceros. En la figura 1, se presenta el punto que divide los aceros y hierro fundido (2.11 % de C). Para los aceros será necesario concentrarse únicamente en la porción de 0.1 a 2.11 % de C del diagrama Fe-Fe<sub>3</sub>C presentado en la figura 1.1, en el cual se identifica de manera específica las líneas de solubilidad y la isoterma eutectoide.

La línea A<sub>3</sub>, indica la temperatura a la cual se inicia la formación de ferrita durante el proceso de enfriamiento; la línea A<sub>cm</sub> indica la temperatura a la cual empieza a formarse la cementita; y por último la línea A<sub>1</sub> indica la temperatura de la reacción eutectoide [4, 6, 7].

Prácticamente, todos los tratamientos térmicos en los aceros se dirigen hacia la producción de una mezcla de ferrita y cementita (perlita), las cuales inciden directamente en las propiedades mecánicas del material que la contenga.

#### 1.4 Tratamiento térmico del acero

Las aleaciones de acero que presentan la posibilidad de sufrir transformación en estado sólido ofrecen una variedad de posibilidades de tratamientos térmicos. Entre estas aleaciones se tienen dos grupos principales los cuales se presentan a continuación.

##### 1.4.1 Aceros al carbono

En la práctica, los aceros al carbono contienen hasta 1.7 % de C; la composición eutéctode se encuentra aproximadamente entre 0.77 a 0.9 % de C.

Los aceros hipereutéctoides (tienen una composición de carbono entre ~0.9 a 1.7 % de C), debido a la presencia de cementita primaria, poseen alta dureza y baja capacidad para soportar cargas de impacto; por lo tanto su aplicación es limitada. La mayoría de los aceros son tipo hipoeutéctode; es decir, su microestructura consiste en una solución sólida alfa primaria y perlita (acero con tratamiento térmico de recocido). Así, la distribución y morfología del eutéctode dependen de la historia del enfriamiento. Por otro lado, al calentar el acero hasta el intervalo de austenización causa la disolución de todo el carbono presente; subsecuentemente, la formación y tamaño de alfa primaria y perlita se pueden controlar eligiendo una velocidad apropiada de enfriamiento a través de la temperatura de transformación. Los tipos de estructuras se resumen, gráficamente, en la figura 1.10.

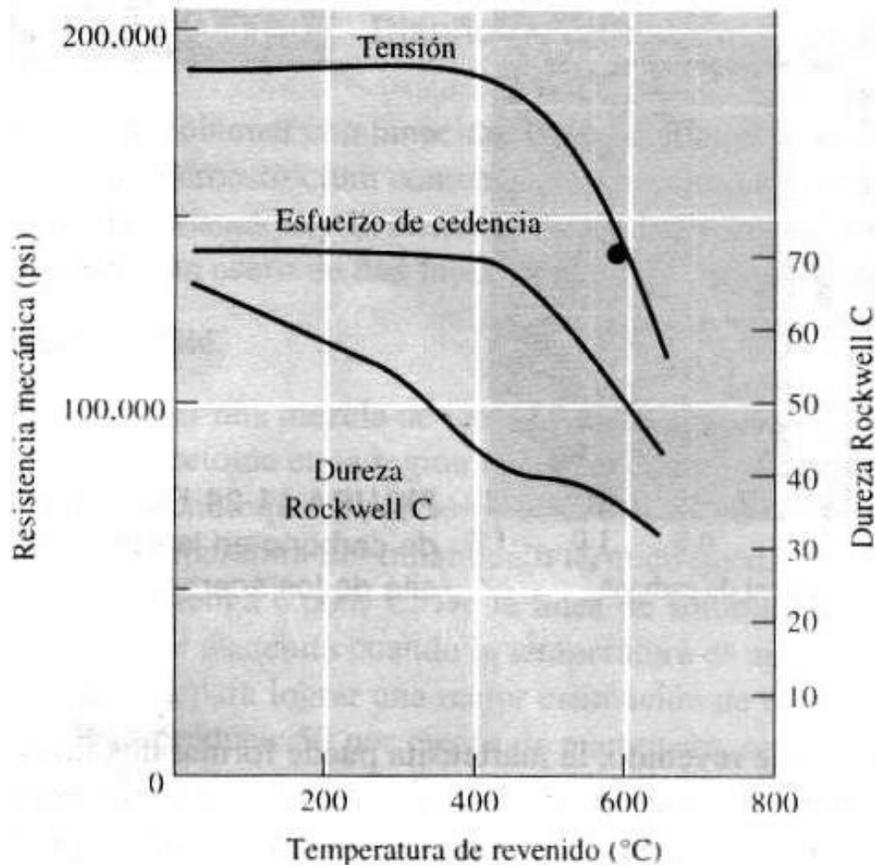


Figura 1.9. Grafica que muestra el efecto de la temperatura de revenido sobre las propiedades de un acero eutectoide [4].

#### 1.4.2 Aceros aleados

Las velocidades críticas de enfriamiento se reducen (las curvas en la figura 1.10 se mueve a la derecha) por medio de la adición de elementos de aleación a un acero al carbono. Esto aceros aún forman una estructura martensítica característica del temple, pero permiten el tratamiento térmico de piezas de secciones transversales más gruesas; las velocidades de temple requeridas son menores y el temple se puede llevar a cabo en aceite o incluso al aire. Algunos elementos desempeñan funciones múltiples. Por ejemplo, el manganeso es un elemento de endurecimiento por solución sólida, el cual ayuda incrementando la penetración de temple (es decir, la profundidad a la que se obtiene el endurecimiento óptimo)<sup>[2, 4, 7]</sup>.

El la figura 1.10 se presentan diferentes líneas que representa el proceso de enfriamiento para un acero AISI 1080. Cada una de estas líneas simboliza un tipo de

tratamiento térmico que se le puede practicar a la aleación. La elección del tipo de tratamiento térmico dependerá de las propiedades mecánicas requeridas en el acero, entre estos enfriamientos se tienen:

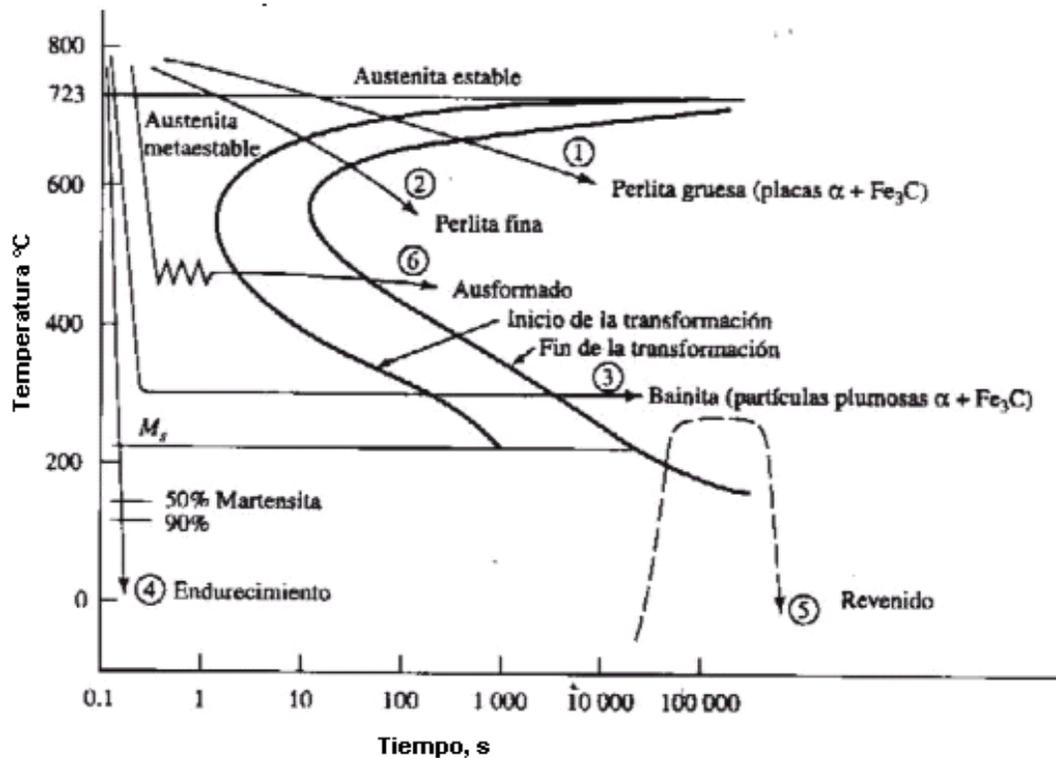


Figura 1.10. Diagrama TTT que representa las diferentes estructuras que se forman a distintas velocidades de enfriamiento; acero con un contenido de 0.8 % en peso de C<sup>[6]</sup>.

- 1) En un enfriamiento lento para un acero AISI 1080 (figura 1.10, línea 1) la línea de enfriamiento intercepta la curva de transformación a una temperatura elevada por debajo de la temperatura eutectoide. La perlita nuclea en la frontera de grano de la austenita; la difusión es de largo alcance, y la estructura consistirá de láminas de cementita en una matriz de ferrita. Esta perlita laminar gruesa es relativamente suave. El tratamiento térmico que consiste en la austenización seguido por enfriamiento lento se llama recocido.
- 2) En un enfriamiento más rápido (figura 1.10, línea 2), la curva de enfriamiento intercepta a una temperatura menor a la línea de transformación; la difusión es de

menor alcance y la estructura consistirá en perlita mucho más fina pero aún laminar, de mayor resistencia.

- 3) Si el acero se enfría muy rápidamente y después se mantiene a una temperatura intermedia, alrededor de 300 °C (bajo la “nariz” de la curva de transformación) la transformación ocurre isotérmicamente, a lo largo de la línea 3, con la formación de bainita (austempering). En ésta, a bajas temperaturas de difusión hace que las partículas de carburo aparezcan como esferoides extremadamente finos en una matriz de solución sólida  $\alpha$ . Una estructura como ésta posee una combinación deseable tanto en resistencia como también en ductilidad.
- 4) Cuando la velocidad de enfriamiento es suficientemente rápida, la línea de enfriamiento no toca la “nariz” de la curva de enfriando directamente (figura 1.10, línea 4), y la pieza se enfría hasta la temperatura ambiente (templado). Durante este enfriamiento, se suprime la separación por precipitación de cementita, la cual se da a través de la línea de solubilidad de la ferrita desde una temperatura eutectoide hasta la temperatura ambiente. Así, como se citó anteriormente, la transformación inicia a la temperatura marcada  $M_s$ ; sin embargo, muchos de estos aceros para completar la transformación martensítica son llevados hasta temperaturas bajo cero. La estructura fcc se transforma durante el enfriamiento y se convierte en una red tetragonal centrada en el cuerpo, la cual distorsiona la red cristalina.
- 5) La ductilidad en los aceros se puede restaurar calentando la martensita (figura 1.10, línea 5) de manera que el carburo se pueda precipitar en una forma muy fina. La resistencia y dureza de esta martensita revenida es un poco más baja, pero el sacrificio está bien justificado ante el incremento de la ductilidad y tenacidad. El calentamiento a temperaturas todavía más elevadas causa un mayor revenido: las partículas de  $Fe_3C$  se hacen más gruesas y la dureza disminuye [2, 4, 6, 7, 11].

### 1.4.3 Tratamiento superficial del acero

Hasta el momento sólo se ha mencionado el proceso de temple en horno convencional como único procedimiento por medio del cual a una pieza de acero se le confiere propiedades mecánicas como: alta resistencia al desgaste superficial (dureza), aumento en la resistencia a la tracción, disminución del porcentaje de elongación y aumento de dureza, entre otras.

Muchos aceros templados, en hornos convencionales, presentan baja capacidad para deformarse de manera permanente sin romperse cuando se le aplica una carga. A esta capacidad se le denomina ductilidad, la cual es una propiedad mecánica de mucha importancia en los materiales de ingeniería, pues muchos de los elementos de máquinas, frecuentemente, tienen que soportar carga de impacto.

La ductilidad de los aceros templados se puede mejorar a través de un proceso térmico, el cual incluye calentamiento a bajas temperaturas a un tiempo de permanencia dentro del horno hasta lograr una temperatura uniforme en toda la pieza y, por último un enfriamiento rápido en un medio adecuado.

A menudo estos tratamientos, a pesar que son efectivos, no son económicos debido a que se necesita mantener el horno para tratamiento térmico encendido durante un tiempo prolongado; además de que en las piezas se propicie la generación de grietas, deformaciones y fracturas [2, 4, 6].

En muchas aplicaciones como engranes, poleas, rodillos de trenes de laminación y otros componentes sometidos al desgaste, es deseable tener una resistencia elevada en la superficie combinada con una gran tenacidad en el núcleo de la pieza. Una opción es aplicar un tratamiento termoquímico modificando su composición química; la otra es cambiar las propiedades en una capa superficial de la pieza sin modificar su composición química.

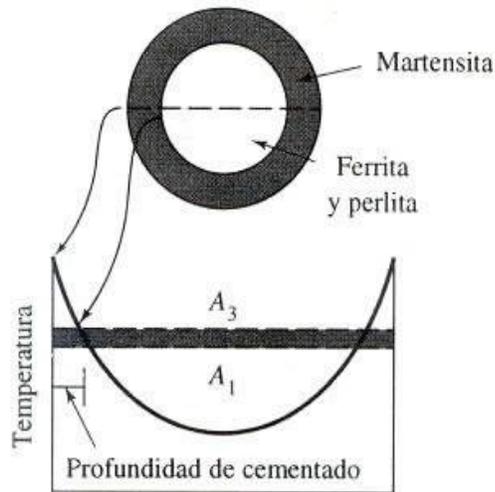


Figura 1.11. Esquema que muestra la capa templada obtenida a través de un proceso de endurecimiento superficial por flama [4].

Para emplear el segundo método, el acero debe tener suficiente carbono y una concentración de elementos de aleación para formar martensita mediante el temple. Así, mediante un tratamiento térmico adecuado, se produce una estructura de alta dureza y resistente en la superficie, de manera que se obtenga una excelente resistencia al desgaste y a la fatiga, pero al mismo tiempo tenga un núcleo dúctil y tenaz para que éste proporcione una adecuada resistencia a cargas de impacto<sup>[2, 4, 8]</sup>.

Éste inicia calentando rápidamente la superficie de un acero de medio o alto contenido de carbono (figura 1.11) por encima de la línea  $A_3$  y el núcleo se conserva por debajo de  $A_1$  para luego enfriarlo rápidamente. Una vez templado el acero, el núcleo seguirá siendo una mezcla de ferrita y perlita blanda u otras estructuras como por ejemplo troostita o sorbita, en tanto que la superficie es martensita. De esta forma es posible endurecer regiones superficiales que estén sometidas a fatiga o desgaste con el fin de modificar sus propiedades mecánicas<sup>[2, 4, 7]</sup>.

En la actualidad existen diferentes procesos de tratamientos superficiales, por ejemplo calentamiento por inducción, por flama, haz láser o haz electrónico. Sin embargo, para los propósitos de este Trabajo de Graduación, únicamente se

estudiará el proceso de endurecimiento superficial por flama oxi-gas y sus diferentes formas de calentamiento [2, 4, 6, 7].

#### 1.4.4 Métodos de tratamiento térmico de temple superficial por flama

El endurecimiento superficial por flama <<Shoter process>>, <<Shortering>> o <<flameado>> es utilizado para templar regiones o zonas de piezas vaciada de fundición gris, pieza vaciadas de hierro nodular y piezas de acero con contenidos de carbono que varía entre 0.35 a 0.70 % de C, que por su forma o dimensiones no pueden ser templados por medios convencionales [2, 6, 7].

Aunque los aceros aleados no se templan generalmente por flama, en los anexos del 3 al 7 se presentan las aleaciones más adecuadas para el temple por flama (norma DIN 17 212 y EN 8670).

La forma y dimensiones de una pieza mecánica está determinada por las condiciones de operación para las cuales esta proyectada. Con el objetivo de cubrir una amplia variedad de formas geométricas de piezas que requieran de un endurecimiento por flama, se han desarrollado cuatro métodos de temple superficial; la descripción de cada uno de estos se detalla a continuación

Método de regiones (o estacionario), se presenta en la figura 1.12, el cual consiste en calentar localmente las zonas seleccionadas, usando una cabeza de flama adecuada, enfriando después rápidamente la zona calentada. La cabeza de calentamiento puede tener un diseño de un orificio o de varios orificios (figura 1.21), esto depende de la extensión del área a calentar. Después del calentamiento, las partes se enfrían bruscamente por inmersión en un líquido adecuado o por rociado de agua.

Método progresivo (Figura 1.13), se emplea para templar zonas grandes que quedan fuera del alcance del método de regiones. El tamaño, y la forma de la pieza de trabajo, así como los volúmenes de oxígeno y de gas combustible que se requieren para calentar el área son factores a tomar en cuenta para la selección de este método. En el temple progresivo la cabeza de flama, generalmente es del tipo de varios orificios y el dispositivo de enfriamiento es rápido, pueden estar integrados en la cabeza de flama o estar separados de ésta. La cabeza de flama caliente en

forma progresiva una franja angosta de la pieza, luego se enfría rápidamente a medida que la cabeza y el dispositivo de enfriamiento avanza sobre la pieza de trabajo.

El equipo necesario para el temple por flama utilizando el método progresivo consta de: una cabeza de flama y un medio para enfriamiento rápido, acoplados en un carro móvil que se desplaza sobre una guía a velocidad regular. No existe límite práctico para la longitud de las partes que pueden ser templadas por este método, debido a que es fácil alargar el carril sobre el que viaja la cabeza de flama.

Cuando se requieren más de una pasada para cubrir una superficie plana, o cuando se templan progresivamente superficies cilíndricas, tales superficies pueden resultar con franjas blandas, por entrepasada o separación entre las zonas calentadas. Estas franjas blandas pueden minimizarse controlando muy de cerca la distancia de entrepasada. En donde quiera que se tenga entrepasada debe tenerse en consideración la posibilidad de una alteración térmica severa y de un agrietamiento. La superficie con una curvatura simple puede templarse en forma progresiva, por medio de cabeza de flama de contornos especiales.

La rapidez de recorrido de la cabeza de flama sobre la superficie se regula principalmente por la capacidad de calentamiento de la misma, la profundidad de endurecimiento que se requiera, la composición y la forma de la pieza de trabajo, y el tipo de enfriamiento rápido que se emplee. Las velocidades comprendidas en el intervalo de 50.8 a 304.8 mm/min (2 a 12 pulg/min) son típicas cuando se usa cabeza de flama oxiacetilénica. Para el enfriamiento se emplea generalmente agua a temperatura ambiente, y en ocasiones aire. Por otro lado, cuando se requiere un enfriamiento rápido menos severo, bajo condiciones especiales puede también usarse agua tibia o una solución de agua y aceite soluble [2, 6, 7, 10, 11].

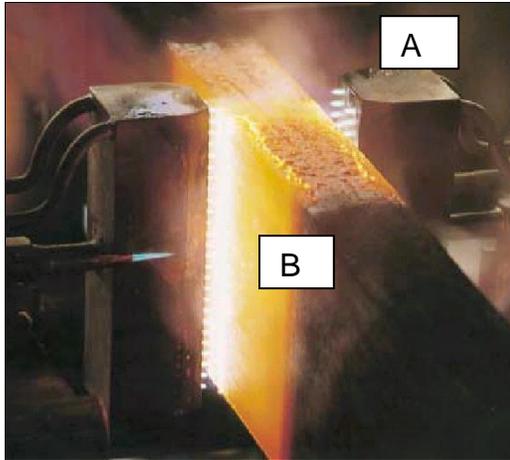


Figura 1.12. Método de calentamiento estacionario (de regiones): (A) Cabeza de calentamiento y (B) pieza de trabajo.



Figura 1.13. Método de calentamiento progresivo.

Método rotatorio (figura 1.14), se aplica a las partes redondas o semi-redondas, tales como volantes, levas o pequeño engranes. En su forma más simple, el método rotatorio emplea un mecanismo para hacer girar la pieza de trabajo (subsistema reductor de velocidad) ya sea en el plano horizontal o en el vertical, mientras se calienta la superficie con una flama oxi-gas. Se utiliza una o más cabezas de calentamiento (antorchas); generalmente el ancho de la antorcha es igual al de la superficie por calentar.

La velocidad de rotación tiene relativamente poca importancia, siempre que se obtenga un calentamiento uniforme. Después de haber calentado la superficie hasta la temperatura deseada, se extingue o se retira la llama, y se enfría rápidamente la pieza de trabajo, por inmersión, por rocío, o por una combinación de ambas.

El método rotatorio es particularmente adaptable en un alto grado de mecanización y automatización [2, 7, 10].

Método combinado (progresivo-rotatorio) (figura 1.15), como su nombre lo indica, combina el método progresivo y rotatorio para templar piezas largas, como flechas o ejes y rodillos. Se hace girar la pieza de trabajo como en el método rotatorio y, además, la cabeza de calentamiento recorre la pieza longitudinalmente de un extremo a otro. Durante el proceso, sólo se calienta una franja angosta en cada revolución al mismo tiempo que la antorcha avanza longitudinalmente por toda la

superficie de la pieza a templar. El método guarda cierta analogía con el proceso de roscado de un tornillo.

El enfriamiento se realiza inmediatamente después de que la cabeza de flama ha pasado calentando parte de la pieza. Esta puede formar parte integral de la misma o separado (figura 1.15) [2, 10].

Este método proporciona un medio para templar superficies de gran tamaño con corrientes de gas relativamente bajas. Se ofrece en el comercio unidades para temple progresivo rotatorio, diseñadas para manejar una gran variedad de diámetros y longitudes.

El costo de la mezcla de gas combustible y oxígeno, requerida para calentar  $25.4 \text{ mm}^2$  (1 pulg<sup>2</sup>) de acero a  $816 \text{ °C}$  ( $1500 \text{ °F}$ ) hasta una profundidad de  $3.175 \text{ mm}$  ( $1/8$  pulg), es igual para todos los gases, con excepción del oxi-propano el cual tiene un costo aproximadamente doble. La relación de oxígeno a gas combustible es 1:1 para acetileno, 1:7.5 para gas natural y 4:0 para propano [2, 7, 10].

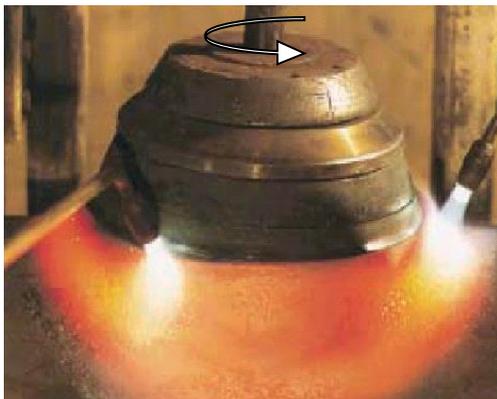


Figura 1.14. Método de calentamiento de rotación.

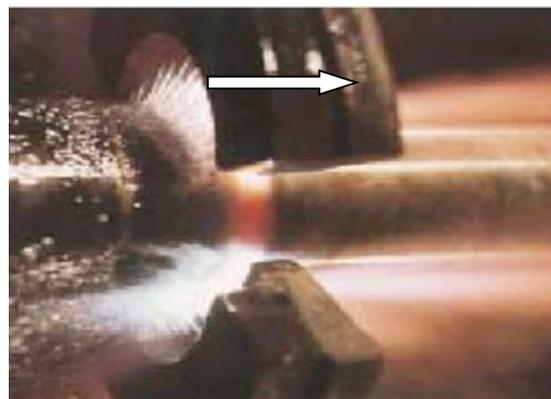


Figura 1.15. Método de calentamiento combinado progresivo-rotación.

Por otro lado, para reducir al mínimo el agrietamiento superficial, es aconsejable recalentar uniformemente toda la superficie de la pieza hasta una temperatura por debajo de la crítica inferior, antes de proseguir con el proceso de temple por flama.

#### 1.4.5 Intensidad de temple superficial por flama

Ésta se regula por la distancia del chorro de agua al quemador o el tiempo que transcurre desde que el acero alcanza la temperatura de temple hasta que comienza el enfriamiento en un medio adecuado.

La velocidad de calentamiento es regulada por el tamaño de la flama y la intensidad de temple por el intervalo de tiempo que transcurre desde el momento en que se quita la flama hasta que inicia el enfriamiento [2].

Otro factor es el tamaño de grano ya que los aceros de grano grueso tienen mayor templabilidad y son más sensibles a las deformaciones.

El medio de enfriamiento óptimo puede cambiar para cada material. Medios de enfriamiento como soluciones salinas, agua, aceite o chorros de aire a presión, entre otros, son comúnmente empleado en el temple de pieza de acero. El tamaño de grano, las dimensiones de la pieza, el tipo y cantidad de elementos de aleación que contiene un acero, son factores a considerar para seleccionar un medio de enfriamiento adecuado. Así, para efectuar un temple al agua deben escogerse aceros de grano comprendido entre 6-8 de la escala ASTM.

En cambio cuando se templen aceros en aceite, con un contenido de carbono mayores que 0.40 %, deben presentar un grano algo grueso, 4-6 ASTM, con el objeto de que su mayor templabilidad compense las condiciones menos severas.

#### 1.4.6 Ventaja del endurecimiento superficial por flama Oxi-gas

El temple oxi-gas es el proceso de endurecimiento más económico para aumentar la vida útil de una pieza de acero, proporcionando una mayor resistencia al desgaste. Así, en el caso de grandes piezas, que por su volumen no pueden ser introducidas en hornos de temple, se utiliza este procedimiento con gran éxito.

Además, empleando este método de temple se puede endurecer, si se desea, sólo la parte superficial de la pieza sin modificar su núcleo.

Cuando se utiliza este método para templear piezas de gran tamaño, las deformaciones que se producen son muy pequeñas, pues, se calienta sólo una pequeña parte de la pieza, y el resto, que está frío, tiene suficiente resistencia y rigidez para impedir cualquier deformación importante del material.

Al presentar la pieza menos distorsión, se reduce la sobre medida y las piezas pueden ser maquinadas a medidas más exactas antes de ser tratada superficialmente por flama [2, 6].

### 1.5 Gases combustibles y equipo empleados en el proceso de tratamiento térmico de temple superficial por flama

El temple convencional en horno frecuentemente presenta limitaciones de espacio para piezas de acero de longitudes considerablemente grandes. En ocasiones muchas de estas piezas requieren de un tratamiento térmico para mejorar su resistencia al desgaste; por lo tanto, si la pieza cumple con los requerimientos necesarios para ser templada, ésta puede ser calentada con una cabeza de flama oxi-gas hasta una temperatura de austenización, para luego ser rápidamente llevada hasta la temperatura ambiente o inferior a esta.

Los gases combustibles de uso más común son el acetileno, el gas natural, el propano, el butano, y el metilacetileno propadieno (MAPP). Sin embargo, el acetileno es el más empleado debido a la alta temperatura de la llama que éste forma cuando es mezclado a bajas cantidades de oxígeno (proporción 1:1, ver figura 1.16). Lo anterior no solo presenta una ventaja económica en cuanto al consumo de oxígeno, sino que también, al utilizar ambos gases combustibles para crear una llama entre neutra y carburante la cual es empleada para calentamiento en de la pieza de trabajo, ésta tiende oxidar la pieza en menor grado que si se tratara de, por ejemplo, el propano mezclado con oxígeno, el cual requiere cuatro veces mayor la cantidad de este último para una llama a la misma temperatura y presión que el acetileno.

Generalmente se queman estos gases con oxígeno más que con aire, por que el gran contenido de nitrógeno del aire (que no contribuye en nada a la combustión) da por resultado una temperatura más baja de llama, inferior a la temperatura de fusión de la mayoría de los metales.

Actualmente, en el ámbito local, los gases como el propano, acetileno y oxígeno son mayoritariamente empleados en procesos de calentamiento de superficies metálicas. Esto se debe a las ventajas tecnológicas que presentan y a la facilidad con que estos gases se pueden adquirir en el mercado.

La temperatura necesaria en la flama y la razón gas-oxígeno son las que determinan comúnmente que gas combustible se ha de usar. Como ejemplo, en la figura 1.16 se presenta una gráfica comparativa para diferentes mezclas de gases combustible; la mezcla oxiacetilénica proporciona la temperatura más elevada, 3100 °C (6300 °F); los demás gases producen temperatura más bajas, a excepción del MAPP, que no se encuentra en la gráfica, pero es comparable con el acetileno en cuanto a su temperatura, y que en general ha demostrado que se puede usar en condiciones de baja seguridad.

En la figura 1.16b, se presenta la temperatura de la flama oxiacetilénica; ésta no es uniforme a través de su longitud, también, la combustión no es igual para diferentes partes de dicha flama.

El acetileno produce la temperatura más elevada; por lo tanto, la mezcla oxiacetilénica correcta dará una transferencia de calor, desde la flama hasta la pieza de trabajo, mucho mayor que los otros gases [4, 6, 7, 8, 10,].

### 1.5.1 Gases combustibles frecuentemente empleados para el endurecimiento por flama

El oxígeno (O<sub>2</sub>), acetileno (C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>), propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>), metano (CH<sub>4</sub>) y Etileno (H<sub>2</sub>C), son únicamente utilizados para producir la combustión en los procesos de calentamiento oxi-gas; por ello, se estudian juntos aunque tiene características diferentes.

#### Oxígeno

Es un gas inodoro, insípido e incoloro; se utiliza para mantener e intensificar la combustión. Se encuentra en la atmósfera, en una proporción de 21 %.

Permite el calentamiento y unión por fusión de metales. Mezclado con acetileno se obtiene una flama cuya temperatura alcanza aproximadamente de 3100 °C (5612 °F). Normalmente se envasa en cilindros de color verde. Por otro lado, el oxígeno mezclado con propano alcanza una temperatura de 2780 °C (5036 °F), esto permite soldar materiales blandos (estaño-plomo).

## Acetileno

Es un gas incoloro, combustible y tiene un olor característico; se produce por la reacción química del carburo de calcio y el agua. El carburo de calcio es un compuesto químico con aspecto de piedra producida por la fusión de cal y carbón en horno eléctrico [8].

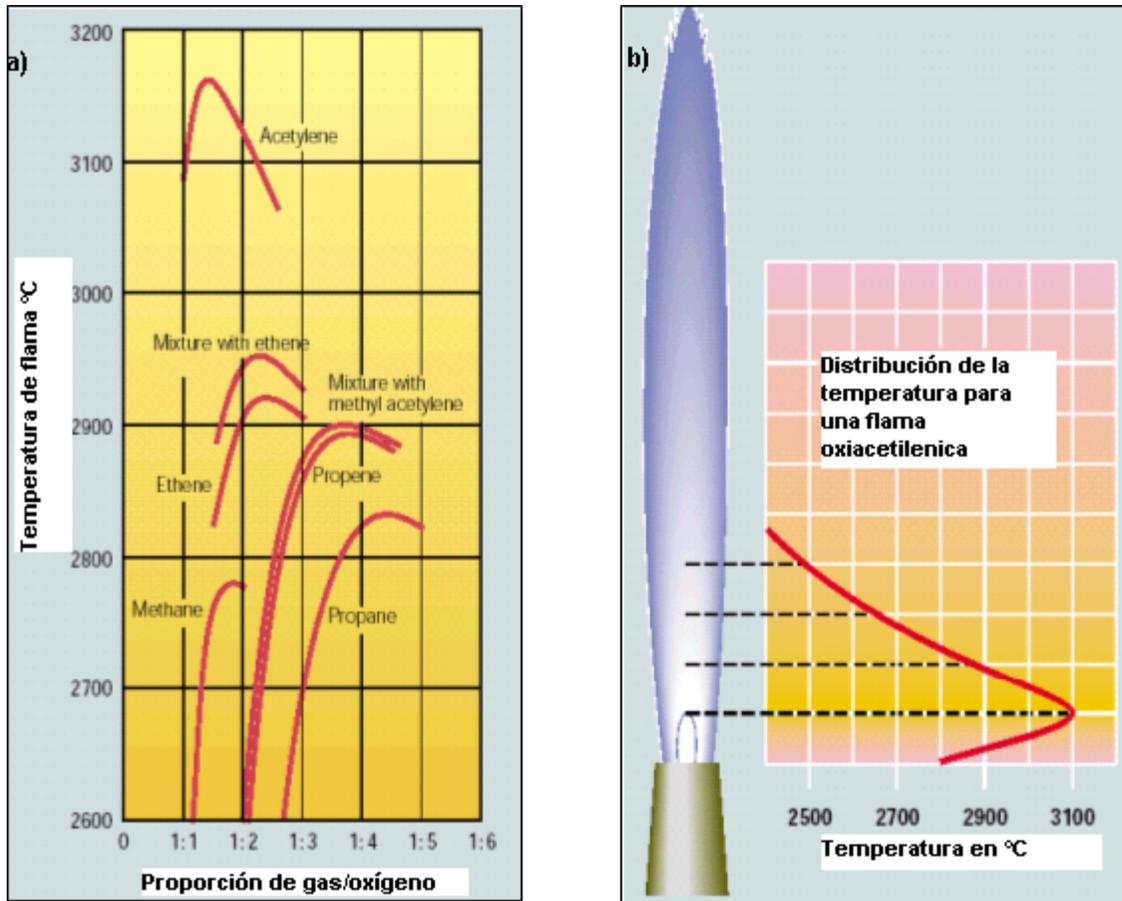


Figura 1.16. (a) Gráfico comparativo de temperaturas para diferentes gases y la razón de consumo gas/oxígeno, (b), muestra las distintas temperaturas de una flama oxiacetilénica.

Una de las principales ventajas del acetileno, es su fácil obtención; su economía permite su aplicación en el corte, soldadura y calentamiento rápido de los metales. Aunque, tiene la desventaja de ser un gas tóxico.

## Propano

En un gas combustible obtenido por la derivación de hidrocarburos, se emplea generalmente para el calentamiento de metales ferrosos. Se aplica además en la soldadura de metales por fusión, también en horno para fundición y tratamientos térmicos.

Este gas mezclado con oxígeno produce una flama que permite el corte de metales; es más económico con relación a otros gases, siendo además liviano lo cual facilita su transporte.

Es un gas tóxico e inflamable; por lo tanto debe evitarse su inhalación, y deben mantenerse lejos del calor excesivo <sup>[8]</sup>.

## Metano

Hidrocarburo saturado descolorido, inodoro, gaseoso. Es menos denso que el aire, se condensa en  $-184\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y ebulle a  $-161.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Es combustible y puede formar mezclas explosivas con aire. El metano se forma naturalmente como el componente principal del gas natural; es formado por la descomposición orgánica de plantas y de animales. El metano se puede preparar en el laboratorio calentando el acetato del sodio con el hidróxido del sodio, por la reacción del carburo de aluminio con agua, por la combinación directa del carbón y del hidrógeno, o por la destilación destructiva del carbón o de la madera. Como gas natural, el metano se utiliza extensamente para el combustible. También se utiliza en procesos termoquímicos del acero.

## Etileno

Es un hidrocarburo no saturado gaseoso. Es más simple. El etileno es descolorido, tiene un olor débil, y tiene un gusto levemente dulce; se condensa a  $-169.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  y ebulle a la temperatura de  $-103.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Debido a la presencia del enlace doble en su molécula, éstas son muy reactivas. Se quema en aire con una llama luminosa y mezclas explosivas de las formas con oxígeno puro. Con hidrógeno forma el etano. El etileno se puede preparar por la deshidratación del etanol con el ácido sulfúrico en alrededor de  $180^{\circ}\text{C}$ .

### 1.5.2 Equipo para el calentamiento por flama

Es el conjunto de elementos que, agrupados, permite el paso de gases (oxígeno-gas) hasta un soplete en cuyo interior se produce la mezcla, la cual posteriormente se libera al ambiente por una boquilla. La misma, al estar encendida, produce una combustión en la cual se libera una gran cantidad de calor y subproductos como CO<sub>2</sub>.

Cabe destacar que el procedimiento de encendido de una antorcha oxi-gas, primero se abre la válvula de acetileno y, en presencia de una chispa, ésta se quema al ambiente. Luego, se abre la válvula de oxígeno hasta obtener una llama requerida (oxidante, neutra o carburante).

El equipo utilizado en el proceso de endurecimiento por flama, es similar al utilizado en procesos de soldadura oxi-gas; la única diferencia es el tipo de antorcha y las presiones de trabajo para ambos gases (oxígeno-propano u oxígeno-acetileno)<sup>[7]</sup>.

El equipo utilizado para el calentamiento por flama se describe a continuación:

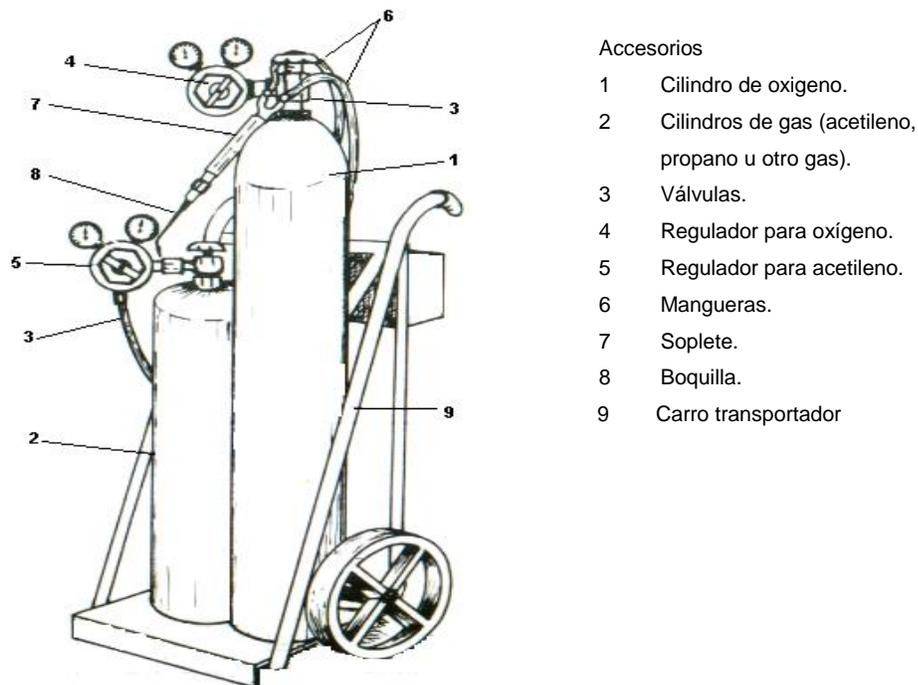


Figura 1.17. Equipo para proceso varios de tipo oxi-gas <sup>[7]</sup>.

### Cilindros para oxígeno (figura 1.18 a)

En un recipiente alargado de acero, sin costura. El cuello del cilindro es más estrecho y reforzado; contiene un roscado interior donde va acoplado la válvula de cierre. El roscado exterior del cuello, sirve para colocar la tapa protectora de la válvula, el extremo inferior es plano para asegurarlo en lugar de trabajo.

### Cilindros para acetileno (figura 1.18 b)

Se fabrican de acero (sin costuras). Debido a la tendencia del acetileno a la descomposición explosiva, y por motivo de seguridad, se excluye el almacenamiento y transporte de este gas a elevada presión en las naves.

Sin embargo, para hacer posible el uso de este cilindro es necesario disolver el acetileno en acetona, un líquido combustible y transparente, de esta forma se obtiene el acetileno disuelto. Para evitar peligros al comprimir el gas disuelto, se cargan el cilindro con una masa porosa de fibra de asbesto, trozos pequeños de carbón vegetal y tierra de infusorio.

Los cilindros están provistos de una válvula de seguridad, la que permite la salida del gas en caso de recalentamiento del cilindro. Esta válvula se encuentra generalmente en la base del mismo <sup>[8]</sup>.

## Reguladores

Los reguladores cumplen dos funciones básicas:

- Reducen la presión del cilindro a un nivel aceptable para los sopletes.
- Mantienen una presión constante en el soplete.

Los reguladores (figura 1.19) o válvulas automáticas de reducción, deben usarse sólo con los gases para los que están diseñados y marcados. Tienen que usarse únicamente para los intervalos de presión y caudales indicados en la literatura del fabricante.

Los reguladores más comunes son los de oxígeno y acetileno. Los reguladores de oxígeno son con frecuencia verde (como la manguera de oxígeno) y tiene roscas derechas. Los regulares de acetileno son a menudo color rojo y son de roca izquierda <sup>[8]</sup>.

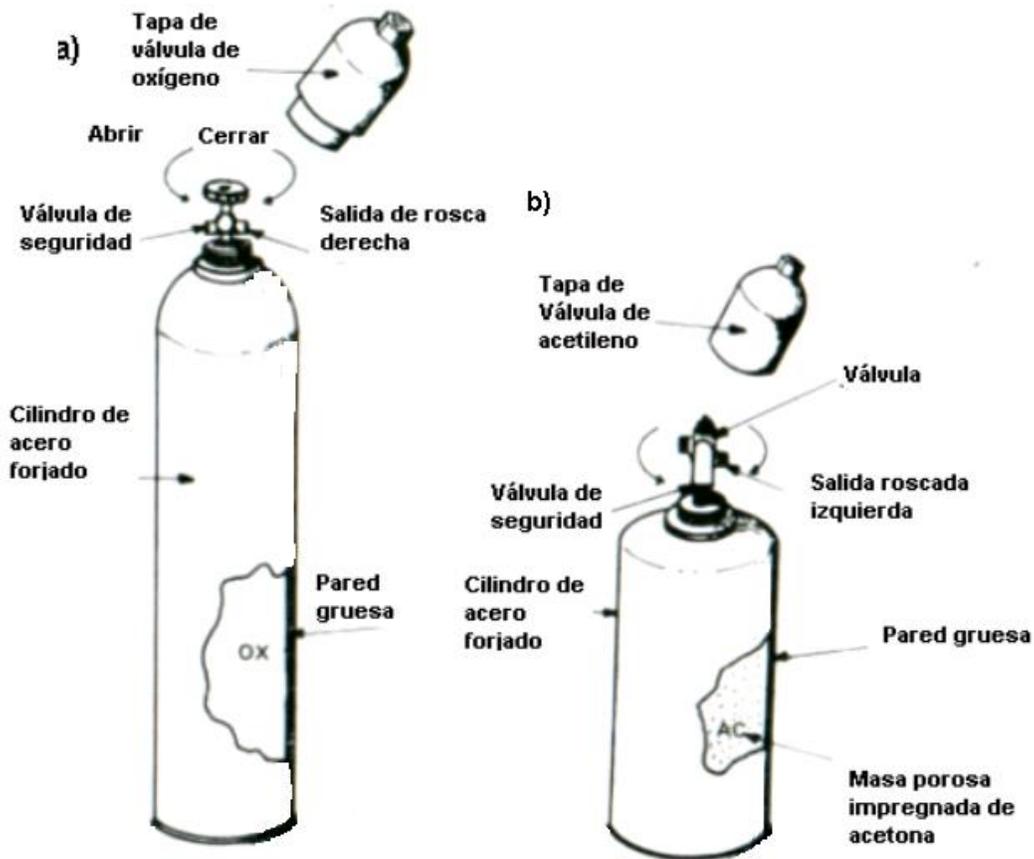


Figura 1.18. (a) Cilindros portátiles de gas oxígeno, (b) Cilindros portátiles de gas acetileno [7].

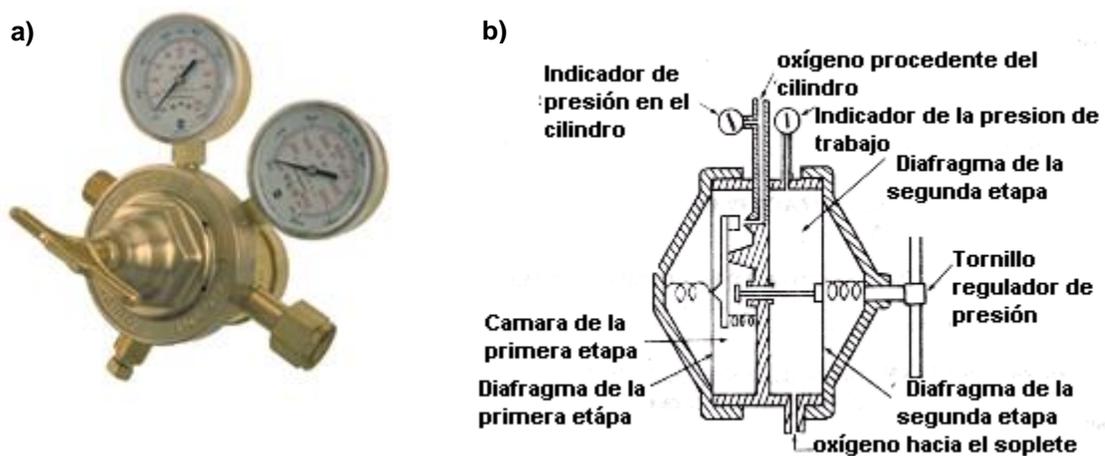


Figura 1.19. (a) Regulador de presión para oxígeno [15], (b) esquema típico de un regulador de oxígeno [7].

## Sopletes

Un soplete (figura 1.20), es la parte del equipo oxi-gas que permite la mezcla íntima de los gases y, al mismo tiempo, permite mantener correcta e invariable, durante la operación, la proporción de gases requerida en la flama.

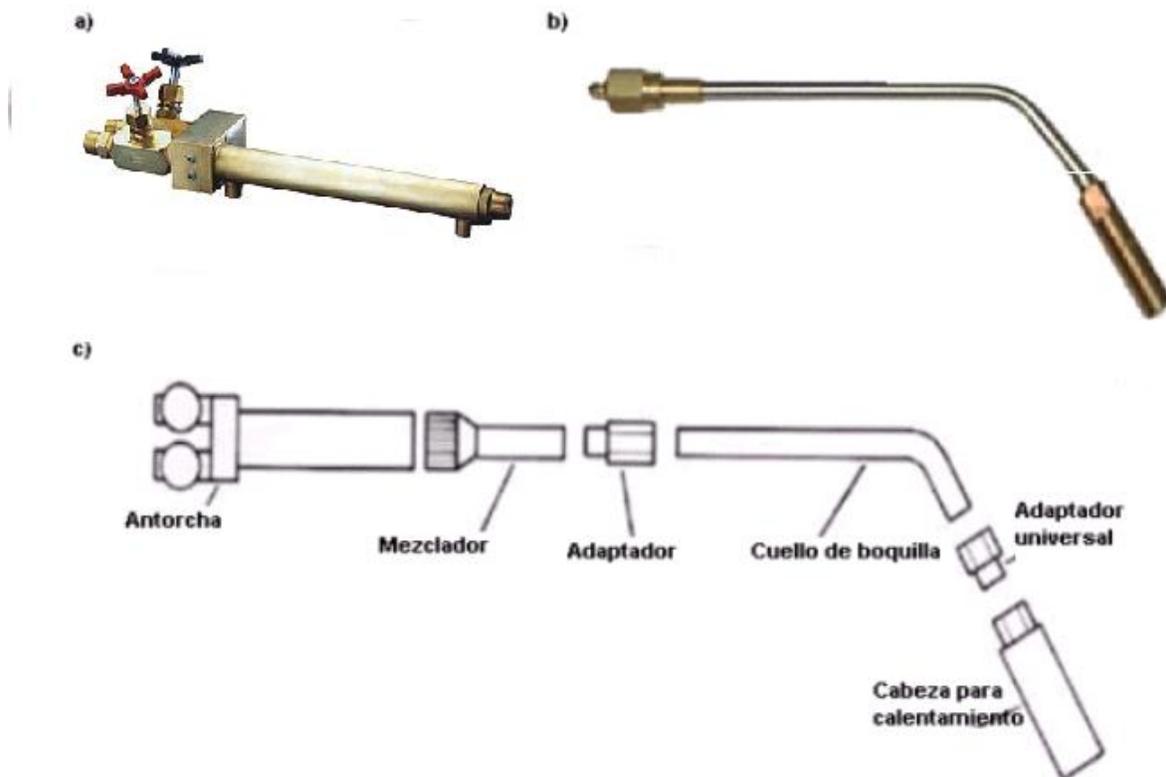


Figura 1.20. Partes que componen una antorcha oxi-gas (a) Cuerpo mezclador, (b) boquillas, (c) ensamble típico de una antorcha para calentamiento.

La velocidad de salida deberá ser mayor que la de propagación de la combustión del gas empleado, para evitar el retroceso de flama.

El soplete (para uso manual) debe ser liviano y fácil de manejar para evitar cansancio.

Debe evitarse el sobrecalentamiento, pues se correrá el riesgo de una ignición interna (retroceso de flama), la cual se produce cuando la flama se quema en el cuerpo de la antorcha, acompañado por un sonido que silba. Las causas más

probables son: presiones de gas incorrectas que produce una velocidad demasiado baja del gas, escapes o fuga de gas en la manguera, las conexiones flojas o sobrecalentamiento de la cabeza de flama por exceso de uso continuo.

### Boquilla para calentamiento

Este accesorio del equipo que permite la salida de la llama. Están fabricadas generalmente de cobre; también existen de Monel y acero inoxidable. Además, existen en diversos tamaños y formas, esto depende principalmente de la superficie que se desee cubrir con la flama oxi-gas. En la figura 1.21, se presentan varios tipos de boquillas las cuales han sido diseñadas para el calentamiento de superficies con formas específicas.

### Tipo de boquilla o cabeza de calentamiento “heating head”

Existen dos tipos de boquillas usadas generalmente en procesos oxi-gas. Las boquillas intercambiables, que son las que pueden ser acopladas al mezclador de gases mediante una rosca (figura 1.21b) y la boquilla fijas, que son aquellas donde el mezclador y la boquilla constituyen una sola pieza (figura 1.20b).

Actualmente existen una variedad de boquillas o cabezas de calentamiento, las cuales pueden emplearse para el calentamiento localizado de piezas metálicas. La selección de un tipo específico de boquilla, está determinado por el tipo de aplicación y el área a cubrir por la flama [2, 7, 8].

La figura 1.21a presenta una cabeza de calentamiento, la cual ha sido especialmente diseñada para el tratamiento térmico por flama oxiacetilénica. En esta se puede observar varios orificios por donde sale la flama. También, en la tabla 1.2, se presenta información sobre las presiones de trabajos recomendadas por el fabricante para el uso óptimo de las boquillas circulares HD.

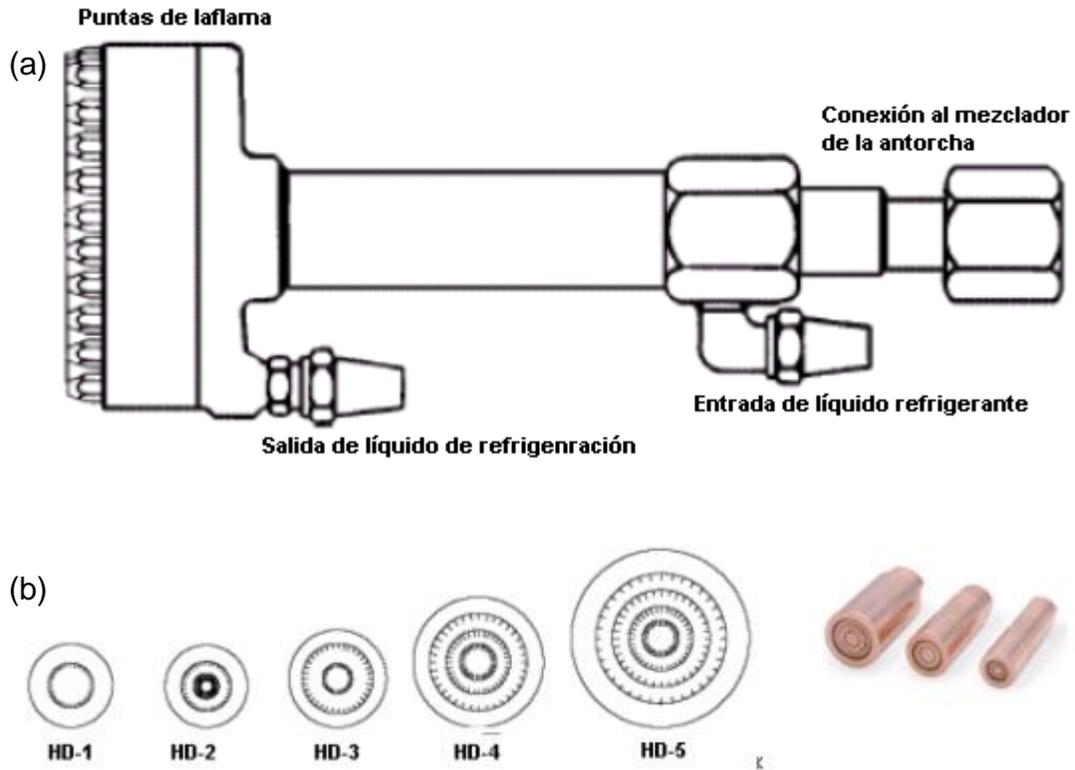


Figura 1.21. (a) Cabeza multi-flama para calentamiento, (b) Cabezas multi-flama tipo cilíndricas HD<sup>[12]</sup>.

Tabla 1.2. Información sobre las presiones de operación para diferentes cabezas multi-flama HD<sup>[12]</sup>.

Stock No.	Acetileno			Oxígeno		105 lb. Cyinders Required Length at 70+ <sup>**</sup>	
	Pressure	CFH	BTU	Pressure	Cone CFH		
HD-1	20	150	355,650	40	400	5/8	2
HD-2	25	250	592,750	50	700	5/8	3
HD-3	30	350	829,850	60	1,000	3/4	4
HD-4*	35	500	1,185,500	80	1,500	3/4	6
HD-5*	40	650	1,541,150	100	1,900	3/4	8 or Bulk
	20		250,000	70			

### 1.5.3 Flama oxi-gas para calentamiento de piezas de acero

Como se presentó anteriormente, la flama es la fuente de calor obtenida como resultado de la combustión de oxígeno y gas combustible (propano o acetileno) en un soplete [2, 3, 4, 8].

Generalmente existen tres tipos básicos de flama (figura 1.22):

- Neutra
- Oxidante
- Carburante

La flama neutra Tiene una razón uno a uno de acetileno y oxígeno. También, para una combustión completa obtiene adicionalmente oxígeno desde el aire. Generalmente es la más recomendada para procesos de calentamiento superficial.

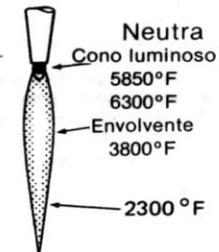
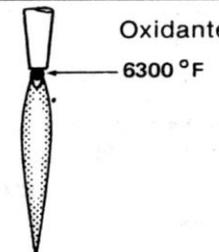
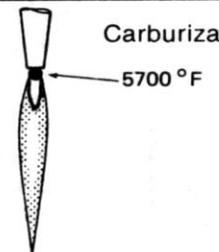
Flamas de soplete	Relación O/A	Efecto en el metal
 <p>Neutra Cono luminoso 5850°F 6300°F Envolvente 3800°F 2300°F</p>	$\frac{1.04 - 1.14}{1}$	El metal se mantiene limpio y fluye con facilidad
 <p>Oxidante 6300°F</p>	$\frac{1.15 - 1.70}{1}$	Excesiva formación de espuma y chisporroteo del metal
 <p>Carburizante 5700°F</p>	$\frac{0.85 - 0.95}{1}$	El metal hierve y no está limpio

Figura 1.22. Diferentes tipos de ajuste de una flama oxiacetilénica [2].

La flama oxidante resulta de una mezcla que tiene un exceso de oxígeno. También, su envolvente es corta. La reducción en la distancia del cono interior es una medida del exceso de oxígeno. En esta flama dada su alta temperatura permite una mayor transferencia de calor por radiación hacia la pieza. Sin embargo, el exceso de oxígeno tiende a oxidar la superficie de la pieza expuesta a la acción del calor [2, 4, 8].

La flama carburante resulta de una mezcla que tiene exceso de acetileno, y se emplea a veces para agregar carbono a la superficie de un acero. El cono interior tiene una forma de plumilla muy extendida [2, 4, 8].

### 1.6 Efectos del temple superficial por flama sobre las propiedades mecánicas del acero

Durante el proceso de endurecimiento superficial por flama, únicamente se modifican las propiedades de la capa superficial expuesta a la flama quedando el núcleo o corazón de la pieza con muy poca variación microestructural. Así, la capa calentada es llevada a la temperatura ambiente a través de un proceso de enfriamiento rápido el cual transforma la austenita presente en una estructura martensítica.

Cuando se calienta un acero hasta una temperatura de austenización completa (arriba de  $A_{c3}$  para los aceros hipoeutectoides, y de  $A_{cm}$  para los hipereutectoides), las capas cuya temperatura es superior a la de reacción eutectoide, experimentarán un cambio, y la perlita experimenta la reacción eutectoide convirtiéndose en hierro gamma, aunado a la capacidad del hierro gamma (austenita) para disolver una mayor cantidad de carbono; así, durante este cambio se produce una disminución en su volumen. Ésta disminución de la primera capa comprime las capas internas que se encuentran a una temperatura inferior y que todavía se encuentran en proceso de expansión. Luego la austenita continúa con su proceso de expansión transformando la fase proeutectoide, si existe [2, 4, 6, 8].

Si el material es rápidamente enfriado en un medio adecuado, el material no tiene el tiempo suficiente para realizar el cambio de estructura cristalina; por lo tanto, este enfriamiento brusco produce una estructura martensítica tcc (figura-1.6). Esta

estructura es la responsable de aumento de la resistencia mecánica y de la fragilidad del acero.

En este caso, durante el enfriamiento ocurre lo siguiente: primero existe una contracción de las capas con estructura de austenita. Durante la transformación de la austenita a martensita se produce un incremento de volumen (figura 1.23). Luego, la martensítica vuelve a contraerse comprimiendo fuertemente al núcleo central. Posteriormente, cuando la zona periférica está fría, va descendiendo la temperatura en el núcleo y el material del núcleo central tiende a contraerse, pero como está unido íntimamente y forma un conjunto con la capa exterior, que ya no puede modificar su volumen por que está fría y rígida, el núcleo queda con altos esfuerzos de tracción (el núcleo tira de la capa exterior templada provocando en esta última esfuerzo residuales a la compresión). Estos tipos de esfuerzos resultan favorables en componentes que están sujetos a la aplicación de cargas cíclicas. Estas cargas pueden ser el resultado de diferentes condiciones como: rotación, flexión, vibraciones o una combinación de ambas, a las cuales un elemento podría estar expuesto durante su vida de servicio [2, 3, 4].

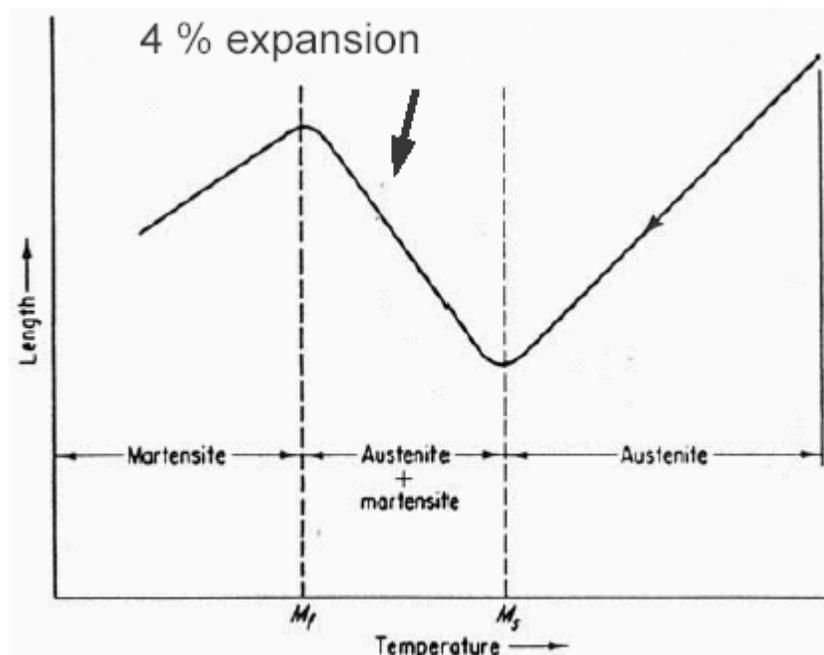


Figura 1.23. Curva de dilatación para la formación de martensita.

Las propiedades de los metales dependen de la forma y cantidad de martensita que se formen durante la solidificación hasta temperatura ambiente. Por lo tanto, el tratamiento térmico de temple superficial por flama tiene como objetivo transformar la estructura de austenita a martensita la cual es responsable de la alta dureza superficial. Así, dado que la dureza ésta relacionada con el contenido de carbono, algunas veces se llegan a obtener valores de dureza de hasta 60 HRC, suficiente para que la superficie no pueda ser rayada por una lima [2, 3, 4].

En conclusión: las propiedades tales como, resistencia a la tracción, resistencia a la fatiga, límite de fatiga, resistencia a la penetración por indentación (dureza) y rayado, entre otras, pueden ser modificados a través del proceso de endurecimiento superficial por flama. Éste permite el endurecimiento de secciones o de todo el material. Durante el endurecimiento superficial por flama, se obtienen piezas con baja distorsión o deformación en comparación con el método tradicional de temple.

### 1.7 Medición de la dureza en la capa templada

La medida de la dureza interesa para tener una idea aproximada del aumento en la resistencia a la penetración o al desgaste de un material endurecido térmicamente.

En la actualidad existen muchos métodos para medir la dureza; estos se pueden clasificar según el procedimiento que se utiliza, en los siguientes grupos.

- 1) Los que miden la dureza mineralógica o dureza que oponen los cuerpos al rayado (ensayo de la lima). Así, se estima que a los materiales que la lima no los puede rayar, tienen una dureza aproximada de 60 HRC.
- 2) Los que miden la resistencia que oponen los cuerpos a la penetración. Esta escala de dureza es la más frecuentemente utilizada, y puede ser determinada al ejercer presión progresivamente o por medio de un golpe sobre la superficie del material a ensayar.
- 3) Los que mide la dureza elástica o de golpe.

Actualmente existe una diversidad de pruebas de dureza, pero las de uso más común son los ensayos Rockwell, Brinell y Vickers.

### 1.7.1 Ensayo Brinell

Este es empleado para determinar la resistencia que presenta un material específico a la penetración. En los ensayos Brinell, una esfera de acero endurecido (por lo general de 10 mm de diámetro), se imprime sobre la superficie del material. Se mide el diámetro de la impresión general, comúnmente de 2 a 6 mm, y se calcula el número de dureza con índice Brinell (abreviada como HB o BHN) a partir de la ecuación 1.1,

$$HB = \frac{F}{(\pi/2)D(D - \sqrt{D^2 - D_i^2})} \quad (1.1)$$

donde F: carga aplicada, kg

D: diámetro del penetrador, mm

D<sub>i</sub>: diámetro de la huella impresa, mm.

De la ecuación 1.1, se concluye que: el número Brinell indica, por lo tanto, la presión en kg / mm<sup>2</sup> que actúa sobre el material.

En la máquina Brinell original, la bola utilizada era de 10 mm, se aplicaba una carga de 3000 kg y la lectura se hacía por medio de un microscopio de mano de 10 aumento, provisto de una retícula graduada [2, 4, 9].

En la figura 1.24, se presenta una moderna máquina de tipo universal para ensayo de dureza, en la cual se pueden realizar diferentes ensayos: Rockwell, Brinell y Vickers, entre otros.



Figura 1.24. Fotográfica de una Máquina de ensayo de dureza universal de palanca <sup>[14]</sup>.

### 1.7.2 Ensayo Rockwell

El ensayo Rockwell, como el Brinell, se basa en la resistencia que oponen los materiales a ser penetrado por un cuerpo de mayor dureza, pero se diferencian de que en el ensayo Brinell se determina la dureza en función del diámetro de la huella y en el Rockwell en función de la profundidad de penetración.

El ensayo de dureza Rockwell utiliza una pequeña bola de acero para materiales blandos y un diamante para materiales de mayor dureza. La profundidad de penetración es medida automáticamente por el instrumento para luego transformarla a número de dureza Rockwell (HRN). Se utilizan diversas variantes de ensayo Rockwell, incluyendo la descrita en la tabla 1.2.

La escala Rockwell C (HRC) se utiliza para aceros de alta dureza, en tanto que para medir la dureza de las aleaciones de aluminio se utiliza la escala Rockwell F.

Actualmente existe una variedad de modelos a través de los cuales se pueden realizar el ensayo. En la figura 1.25 se presenta un modelo de máquina para ensayos de dureza Rockwell; entre las características innovadoras que presenta la máquina se describen las siguientes:

- 1) Está diseñada para que se pueda realizar el ensayo Rockwell, Rockwell superficial y todas las escalas Rockwell restantes (ver anexo 2 página 2).
- 2) Posee una pantalla de cristal líquido (figura 1.25b) en la cual se visualiza el número de dureza del material ensayado y se puede convertir a otra escala (Brinell, Vickers, u otras)<sup>[14]</sup>.

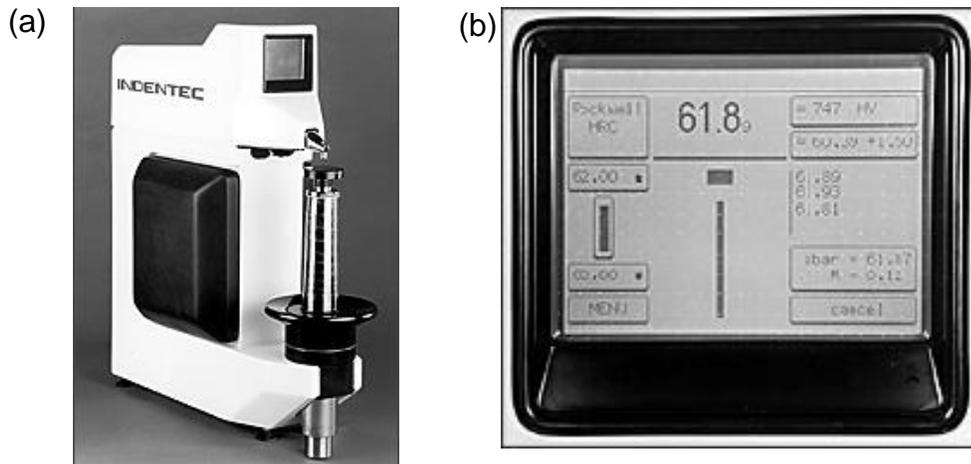


Figura 1.25 Fotografía de una máquina para ensayo de dureza (a) Máquina Rockwell de carátula digital <sup>[14]</sup>, (b) Pantalla de cristal líquido interactivo <sup>[14]</sup>.

### 1.7.3 Ensayos Vickers (HV)

Este método se basa en la resistencia que oponen los cuerpos a ser penetrados con un cuerpo penetrador; se emplea un diamante tallado en forma de pirámide de forma cuadrada de 136 ° entre caras. En este caso la dureza se determina por la ecuación 1.2,

$$H = \frac{P}{E^2} \quad (1.2)$$

donde: H: dureza Vickers,

P: carga aplicada, kg

E: semisuma de las diagonales de la huella (ecuación 1.3).

$$E = \frac{E_1 + E_2}{2} \quad (1.3)$$

El ángulo de 136° fue elegido para que las cifras Vickers coincidan con las Brinell. Esto ocurre hasta 250 unidades, pero a partir de esta cifra la dureza Vickers es ligeramente superior a la Brinell<sup>[2, 3, 4, 5]</sup>.

### 1.8 Determinación de la capa templada

Durante este proceso de endurecimiento, únicamente se modifica la microestructura de una pequeña capa bajo la superficie del material; ésta se denomina capa templada y, como se citó en la sección 1.4.4, la profundidad eficaz endurecida (distancia desde la superficie endurecida a un punto en la pieza que tiene una dureza Vickers correspondiente al 50% de martensita, ver figura 1.25, Norma (DIN 50 190). Esta capa se ve influenciada por el funcionamiento de la cabeza de flama, la distancia entre cabeza de flama y la superficie del objeto, el tiempo de austenización, cantidad y tipos de elementos de aleación, la separación entre la flama y la boquilla de enfriamiento y, por último, el tamaño de grano de la aleación.

Para determinar la penetración del temple en los aceros tratados térmicamente por flama, se presentan los siguientes métodos:

#### 1.8.1 Ataque químico de la sección templado

Esta técnica es muy práctica para conocer la penetración del temple o el espesor de la capa que fue templada en el acero.

Consiste en preparar la sección transversal de una barra de acero, luego de fracturarla después del temple. Ésta es atacada con un reactivo químico apropiado (ácido nítrico al 5%), observándose que las partes que han quedado sin templar se colorean, y queda en cambio la zona templada blanca, debido a su resistencia al ataque químico. Al mismo tiempo, se determina el espesor de la capa endurecida mediante un microscopio óptico<sup>[2]</sup>.

La dureza máxima que se puede obtener en los aceros después del temple, se presenta en la figura 1.7 en la cual se observa la dependencia de la dureza con

respecto al contenido de carbono del acero. La penetración de temple o templabilidad, depende en cambio de los elementos de aleación y del tamaño de grano del acero. Los elementos que más favorecen la penetración del temple son: manganeso, molibdeno y cromo.

#### 1.8.2 Determinación de la Zona con 50% de martensita

Otro método empleado para determinar la profundidad de la capa templada, es la determinación de la zona con 50% de martensita. Para esto se suele emplear principalmente los siguientes métodos:

- El método metalográfico, que es el más utilizado para determinar con precisión las zonas con 50% de martensita.
- El método de fractura y ataque con un reactivo de ataque químico apropiado, tal como se presentó anteriormente. En la mayoría de los aceros la zona de 50 % de martensita se halla en el límite de separación entre la zona de grano fino y grano grueso que corresponde en las secciones atacadas por el reactivo químico.
- El 50% de martensita se determina haciendo una serie de ensayos de durezas en una sección transversal del acero templado y observando dónde se obtiene una estructura que corresponda al 50% de martensita. En la figura 1.26 se presenta una gráfica en la que se presentan las durezas que tienen el acero al carbono cuando su estructura tiene un cierto porcentaje de martensita.

Cualquiera de estos métodos puede ser empleado para la determinación de la zona con 50% de martensita; esta zona proporciona una referencia de la profundidad de la penetración del temple; es decir, para un acero dado, la profundidad del temple está dada por la distancia transversal, medida a partir de la superficie, en la cual la dureza mínima obtenida es la que corresponde a 50 % martensita (ver figura 1.26).

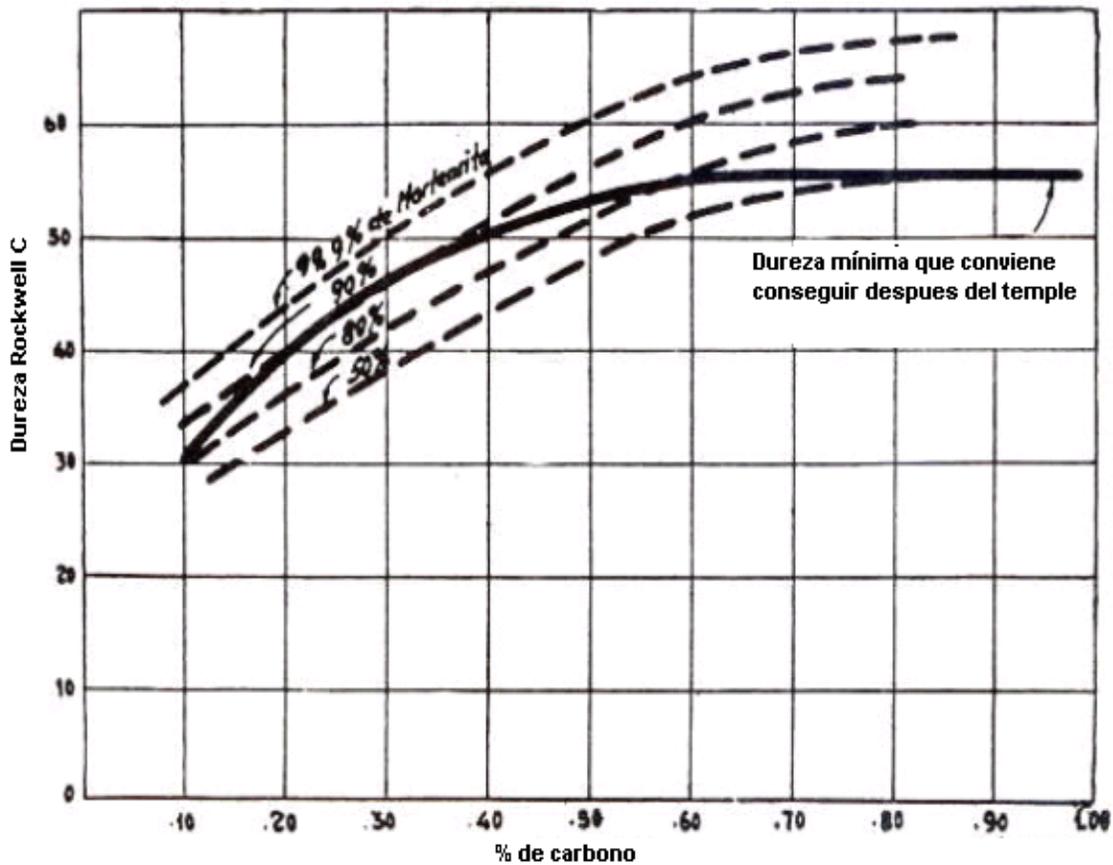


Figura 1.26. Curva que muestra las durezas promedio que se obtiene en los aceros al carbono (después del temple), en función del contenido de carbono y según el porcentaje de martensita obtenida [2].

### 1.9 Control de calidad de la superficie endurecida por flama

Cuando se requiera más de una pasada para cubrir una superficie plana, o cuando se temple progresivamente superficies cilíndricas, tales superficies pueden resultar con franjas blandas, por entrepasada o separación entre las zonas calentadas. En donde quiera que se tengan franjas blandas, debe tenerse presente la posibilidad de una alteración térmica severa y un agrietamiento.

Actualmente existe una alta prioridad en cuanto a garantizar la calidad de las piezas. De acuerdo con la norma ISO 9001, todas las piezas endurecidas superficialmente se sujetan a una serie de inspecciones rigurosas, en la cual se mide la dureza superficial requerida. Estas inspecciones incluyen: determinación de la

profundidad eficaz de la capa templada (DIN 50 190), ensayos diversos de detección de grietas y exámenes metalográficos de secciones templadas.

A continuación se describen dos de los principales métodos que ayudan en la determinación de defectos superficiales.

#### 1.9.1 Principales métodos para determinar defectos superficiales en piezas de acero templadas superficialmente por flama

La sociedad para pruebas no destructivas (Society for Nondestructive Testing, o SNT) define la prueba no destructiva como un grupo de ensayos que se utiliza para detectar defectos o fallas en los metales

Los métodos principales de pruebas no destructivas (de inspección) para detectar defectos superficiales en componentes templados por flama, se presentan a continuación:

##### Método de Inspección visual

Este método de inspección puede ser fácil y rápido de aplicar, y de un costo relativamente bajo, y proporciona información muy importante en relación con los requerimientos de la especificación. La inspección visual se efectúa antes, durante y después de haber terminado el proceso de temple por flama.

##### Método de Inspección por partículas magnéticas

La inspección por partículas magnéticas es un método para localizar y definir discontinuidades en los materiales magnéticos. Es excelente para detectar defectos superficiales, porque revela discontinuidades que son demasiadas finas para apreciarse a simple vista.

Existen dos métodos de inspección magnéticas (figura 1.27): el de magnetización circular figura 1.27a y el de magnetización longitudinal figura 1.27b. Cuando se usa el método circular, se colocan las sondas generalmente en cada lado de la zona que se va inspeccionar, y se hace pasar un alto amperaje a través de la pieza de trabajo. Así, se produce un campo magnético en ángulos rectos con la dirección de paso de la corriente, la cual puede representarse mediante líneas de

flujo de fuerzas circulares que se crean dentro de la pieza de trabajo. Cuando esas líneas encuentran una discontinuidad, como por ejemplo una grieta longitudinal, se separan y se fugan por la superficie, creando polos o puntos de atracción magnética. Si se esparce polvo magnético sobre la superficie, éste se adherirá tenazmente a la zona de fuga que a cualquier otra parte, brindando una indicación de la discontinuidad.

#### Método de Inspección con líquido penetrante

La inspección con líquido penetrante es un método no destructivo para localizar grietas superficiales y pequeños poros invisibles a simple vista. Es una técnica favorable para localizar fallas por agrietamiento producto de la entrepasada de la antorcha sobre superficies tratadas térmicamente.

Existen en uso dos tipos de inspecciones de líquidos penetrantes, que se definen por la sustancia penetrante a usar, el de sustancia fluorescente y la sustancia colorante.

En la inspección por penetrante de sustancias fluorescentes se aplica un líquido altamente fluorescente, con buena calidad de penetración a la superficie de la parte que va a ser examinada. La acción capilar arrastra líquido al interior de la abertura de la superficie. Luego se elimina el exceso de líquido de la pieza; se usa un revelador para sacar el penetrante a la superficie, y la observación se realiza mediante luz ultravioleta ("negra"). Así, el fuerte contraste hace posible detectar hasta pequeñas trazas de penetrante [7].

Dado que lo más importante en esta clase de inspecciones son las grietas o fisuras diminutas, la parte por inspeccionar debe estar perfectamente limpia y seca. Cualquier material extraño puede cerrar las fisuras y conducir a conclusiones erróneas. El penetrante se aplica por inmersión, por aspersion, o a cepillo. Debe darse tiempo para que se realice la absorción del material en la discontinuidades, el cual puede llegar a requerir una hora o más en trabajos de gran precisión.

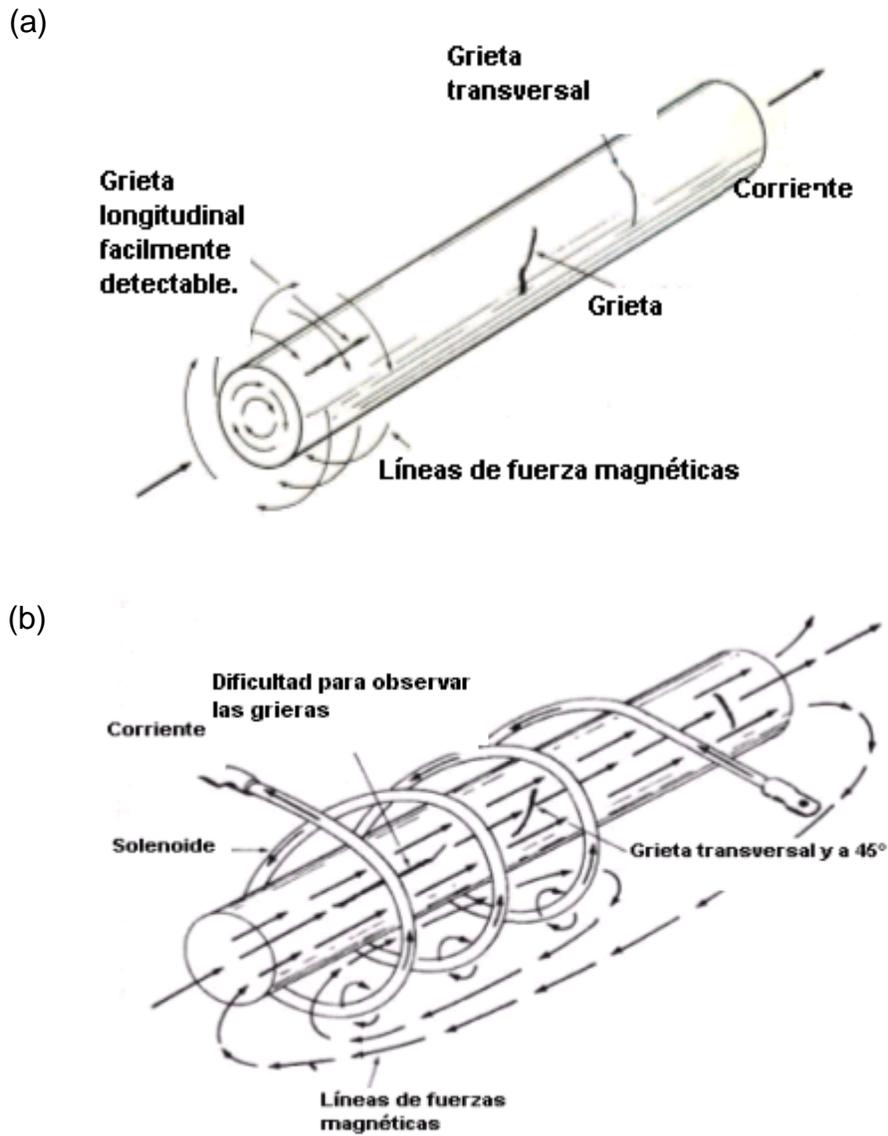


Figura 1.27 Esquema que muestra dos variantes del método de partículas magnéticas usado en la detección de grietas en piezas endurecidas por flama (a) El flujo magnético se produce en ángulos rectos respecto al paso de la corriente, (b) Pieza magnetizada al ser introducida en un solenoide [7].

## CAPÍTULO II

contenido Pág.

### CAPÍTULO II 1

2 Investigación de Campo 2

2.1 Diseño de los Cuestionarios 3

2.2 Datos generales sobre la entrevista 4

2.2.1 Tipos de tratamientos térmicos que prestan las empresas visitadas 6

2.2.3 Recolección de información sobre endurecimiento por flama 9

2.3 Análisis de resultados 12

2 Investigación de Campo

#### Objetivo general

Recopilar información referente a los servicios de tratamientos térmicos que realizan diferentes empresas del área metal-mecánica en el ámbito local, específicamente en San Salvador.

#### Objetivos específicos

1 Diseñar e implementar un formato de preguntas las cuales serán utilizadas como base del cuestionamiento que se le aplicará a la(s) persona(s) encargadas de realizar los tratamientos térmicos en cada uno de los talleres a visitar.

2 Obtener información, a través de entrevistas, que sirva como insumo en la formulación y planteamiento del diseño mecánico a proponer.

3 Recopilar información sobre la demanda de tratamientos térmicos, tipo de maquinaria con que cuentan los talleres, tipo de equipos utilizados con que se presta el servicio de endurecimiento de piezas metálicas por tratamiento térmico y específicamente, temple por flama.

4 Indagar sobre las fallas más frecuentes que se presentan durante el proceso de tratamiento térmico de temple de piezas de acero y específicamente, temple superficial por flama.

## Introducción

Actualmente, en El Salvador existen diferentes empresas metal-mecánicas que ofertan servicios de tratamientos térmicos; así, conocer el procedimiento, las técnicas, el tipo de acero y el tipo de equipo utilizado son de mucha importancia debido a que con ello se puede determinar el grado de avance y la variedad de opciones de tratamientos térmicos con que se cuenta en el ámbito local.

### 2.1 Diseño de los Cuestionarios

La investigación de campo se realizó mediante dos tipos de cuestionarios: el primer tipo es utilizado para discriminar los talleres metal mecánico que realizan tratamientos térmicos y los que subcontratan otros talleres para que realicen tales tratamientos térmicos, y el segundo tipo de cuestionario estará dirigido directamente a los talleres que realizan tratamientos térmicos. Así en el anexo 1 se presentan los dos tipos de cuestionario aplicados.

Dado que el segundo tipo de los cuestionarios es el más importante, sólo se explica el diseño de éste, el cual está constituido por tres etapas:

- Recolección de los datos sobre la empresa y el encuestado.
- Tipos de servicios que la empresa proporciona.
- Recopilación de información referente al proceso de tratamiento térmico de temple por flama.

En la primera etapa, se recopilaron datos generales sobre el empleado entrevistado con la finalidad de determinar el tiempo que lleva desenvolviéndose en el área de tratamientos térmicos. Esto con el objetivo de verificar la experiencia con que cuentan las personas que realizan tan delicados procesos.

Para la segunda etapa, se recopiló la información general sobre los procedimientos y métodos; también, el tipo de equipo con que cuentan dichos

talleres para realizar los tratamientos térmicos; además, se indagó sobre el índice de piezas defectuosas y el proceso térmico que lo provoca.

En la tercera y última etapa, se indagó sobre el proceso de temple por flama, al mismo tiempo se consultó sobre la factibilidad de la propuesta de diseño; también, se investigó sobre la posibilidad de que los talleres adquieran o construyan máquinas para asistir el proceso de temple por flama en elementos de máquinas y éstos de acero; también, se enfatizó en la visita en investigar sobre las dimensiones máximas de piezas que son tratadas con éste proceso de temple (esta dimensión se utilizará como un parámetro de diseño para el dimensionamiento de la máquina a proponer); por último, se solicito recomendaciones para ser tomadas en cuenta en la propuesta de diseño con el fin de satisfacer las necesidades del sector manufacturero de piezas metálicas que necesitan endurecimiento.

## 2.2 Datos generales sobre la entrevista

Se seleccionaron un total de 11 talleres que en un principio se presumió que realizan tratamientos térmicos. Así, en la tabla 2,1 se presenta el listado de los talleres a los cuales se le aplicó el primer tipo de cuestionario, detallándose la dirección, teléfono y la forma cómo se le hizo llegar tal cuestionario. De estos 11 talleres encuestados sólo respondieron un total de 8; es decir que únicamente respondieron al primer tipo de encuesta un 73%. A partir de esta primer encuesta se determinó que de los 11 talleres seleccionados sólo 6 talleres realizan tratamientos térmicos, estos son: Taller Meléndez, Taller Moldtrok, Fundidora SARTI, Taller CHIQUILLO, Unidad Productiva de la Universidad Don Bosco (UPUDB) y H-barón

Posteriormente, habiendo determinado el grupo de talleres metal-mecánica que realizan tratamientos térmicos, se aplicó en forma personal el segundo tipo de cuestionario, lo cual permitió explicar los objetivos de la investigación, aclara dudas y responder preguntas a la persona encuestada. Sin embargo, de los 6 talleres a los cuales se le solicitó información sólo respondieron 4 (67%), estos son Taller Meléndez, Taller Moldtrok, taller CHIQUILLO Y UPUDB. Así, en la tabla 2.2 se presentan los nombres de los talleres que respondieron a la entrevista y los datos generales de las personas entrevistadas.

Tabla 2.1 Listado de los talleres a los cuales se le aplicó el cuestionario preliminar (primer tipo).

Taller	Dirección	Teléfono	Forma como se envió el cuestionario
MOLIN-VAS	Rpto. Sta. Marta II, 1° Etapa, Polig. I Norte, San Jacinto, S.S.	280-1117	Personalmente
MHL S.A de C.V.	Av. Monseñor Arnulfo Romero y pje. Viaud N° 106, Barrio San Miguelito, S.S.	225-0422	Personalmente
PROINDECA S.A. de C.V.	Blvd. Tutunichapa. Col. Santa Eugenia N° 2, Bo. San Miguelito, S.S.	222-1976	Personalmente
PROYECTOS Y SERVICIOS ELECTROMECAÑICOS S.A. de C.V.	4ª Calle Oriente 5-12, Santa Tecla, La Libertad.	228-3147	Personalmente
SERVIBAL (Servicios industriales: Baldomeo)	Cl. Lara N° 710, bo. San Jacinto, S.S.	270-6762	Personalmente
Servicios Mecánicos industriales E.R.	2° Av. Norte 921, Loc. 2, Bo. San Miguelito, S.S.	222-7828	Personalmente
DELBOSCO (Taller Mecánico Industrial y fundición.	9 Cl. Ote. y final 16 Av. 404	222-9620	Personalmente
Taller Industrial CHIQUILLO	Bo. San Jacinto, Av. Los Diplomáticos y Calle Bolívar N° 447, S.S.	270-1649	Personalmente
GRUPO SARTI	Km. , autopista a Santa Ana.	338-4309	Personalmente
MATRISA S.A de S.V	Calle Don Bosco, N°25, Santa Tecla, La Libertad.	228-8287	Personalmente
Taller MOLDTROK	25 Av. Sur N° 416, S.S.	222-0462	Personalmente

Tabla 2.2 Datos generales sobre las personas entrevistadas

Empresa entrevistada	Persona entrevistada	Tiempo de laboraren la empresa (AÑOS)	
		Experiencia en tratamiento térmico, (AÑOS)	
Talleres MOLDTROK	Ing. Oscar Reyes	2	5
Unida Productiva (Universidad Don Bosco)	Tec. Rafael Peña	7	15
Taller CHIQUILLO	Tec. Carlos Aguilar	12	7
Taller MELÉNDEZ	Sr. José Medina	3	20

### 2.2.1 Tipos de tratamientos térmicos que prestan las empresas visitadas

La segunda etapa de la encuesta consistió en consultar sobre el tipo de tratamiento térmico que el taller podría ofrecer con el equipo que actualmente tiene instalado; así, los resultados obtenidos se presentan en la tabla 2.3. Además, se pudo indagar que actualmente en el ámbito local se cuenta con la maquinaria y el conocimiento, que en mucho de los casos es empírico, para tratar térmicamente gran variedad de piezas de diferentes formas y tipos de aceros.

Tabla 2.3. Tratamientos térmicos según el equipo instalado en los talleres.

Tratamientos térmicos	Talleres MOLDTROK	Taller MELÉNDEZ	Taller CHIQUILLO	Unidad Productiva de la Universidad Don Bosco
Recocidos	x	x		
Normalizado	x	x		
Cementado	x	x	x	x
Temple en Horno eléctrico		x		x
Baño de sales	x			
Temple superficial por flama	x	x	x	x

Es importante destacar que Taller CHIQUILLO, únicamente tiene equipo para temple superficial; éste es el mismo que utiliza para unir piezas por fusión con gas. Esto es para aceros de medio y alto contenido de carbono. Para aceros de bajo contenido, estos son endurecidos con un material conocido como KASENIT, el cuál es distribuido por ACAVISA y es usado para procesos de cementación.

En lo que respecta a los tratamientos térmicos o termoquímicos, el temple por flama es un tratamiento que comúnmente se realiza en estos talleres, al igual que el

cementado; sin embargo, únicamente taller Meléndez y Moldtrok, realizan tratamiento termoquímico de cementación: uno en estado sólido y el otro en estado líquido, pues, Talleres Moldtrok es el único de los entrevistados que realizan el calentamiento de las piezas en baño de sales fundidas (Cianuro Sódico). No obstante, de acuerdo al Ing. Oscar Reyes (Talleres Moldtrok), Metalúrgica SARTI también presta un servicio similar al anteriormente mencionado; sin embargo, lamentablemente el ingreso a sus instalaciones fue denegado.

El proceso de normalizado y los recocidos, son proceso poco solicitados, no así el temple en horno, en sales fundidas o por flama. Estos, según José Medina (Taller Meléndez), son ampliamente solicitados por el tipo de piezas que regularmente son llevadas al taller; la mayoría son cuchillas para el corte de papel, rodillos para laminación, dados para trefilado de alambre, moldes (herramientas) para plásticos, ejes y piñones, entre otros talleres. Para taller Moldtrok, SARTI, taller CHIQUILLO y Meléndez, frecuentemente realizan tratamientos de cementado para endurecer superficialmente elementos de máquinas como piñones de caja de cambios para vehículo.

Para el caso del temple superficial por flama, se observó que en todos los talleres se utiliza el mismo equipo de soldadura autógena como fuente calefactora de piezas; el gas combustible que se emplea es acetileno; la antorcha es de tipo multi-flama similar a la que se presentó en la figura 1.21b. Cabe destacar que esta antorcha es distribuida en el país por la empresa OXGASA.

Con relación al tratamiento que puede ocasionar mayor daño a las piezas, los encuestados coincidieron que, dadas las condiciones de enfriamiento brusco, el temple por flama y el convencional en horno eléctrico presentan más posibilidades de fallas como agrietamiento o deformación de las piezas tratadas. Sin embargo, debido a que el temple por flama es únicamente superficial, estos riesgos son menos frecuentes. En consecuencia, en ambos tratamientos se deben de tomar precauciones tales como: reforzar la pieza para evitar deformaciones, evitar el temple de las piezas con aristas vivas (filos), dado que éstas son puntos de posibles orígenes de grietarse o inicio de ; realizar el calentamiento por flama en una lugar con luminosidad difusa para que, en el caso de utilizar un tabla de colores, se pueda

distinguir mejor el color (rojo cereza, rojo naranja o casi amarillo) para poder compararlo con la tabla de colores, y así determinar la temperatura aproximada de la zona calentada; y por último, realizar el calentamiento con una llama entre neutra o ligeramente carburante (regular adecuadamente cada flujo- metro).

Con la maquinaria y equipo con que actualmente cuentan dichos talleres de servicio, actualmente se pueden tratar una gran variedad de aceros que incluye la mayoría de aceros de bajo, medio y alto contenido de carbono, aceros para herramienta, fundiciones y aceros para cementación (ver Tabla 2.4).

Otro dato importante, el cual se utilizará como parámetro de diseño, son las dimensiones máximas de las piezas que frecuentemente son maquinadas en estos talleres. Así, esas dimensiones corresponden a las de un eje guía de sección circular de acero AISI 1045 de aproximadamente 127 mm de  $\phi$  x 1400 mm de longitud (5 x 55 pulg), para lo cual dada las limitaciones de espacio que presentan los hornos, se tiene que realizar un proceso de endurecimiento por flama. A esta pieza le sigue las cuchillas para corte de papel; el material es acero K-460 y sus dimensiones corresponden a un placa de 1000 x 76 x 12.7 mm (40 x 3 x ½ pulg.). Comparativamente, el tamaño de la cuchilla es menor que el del eje guía, pero ambas piezas no caben dentro de un horno convencional.

Tabla 2.4. Tipos de materiales que mayormente se tratan térmicamente en los talleres encuestados.

Material	Denominación comercial	Tratamiento	Aplicación
VCN-150	AISI 4340	Temple por flama y en Horno	Ejes de potencia
K 460	AMUTIT S	Temple por flama y en Horno	Cuchillas para corte de papel.
ECN 150	AISI 3115	Cementado	Piñones
K110	AISI D2	Temple	Matrices para papel
K100	AISI D3	Temple	Molde para plásticos

También, se investigó sobre el tipo de equipo con que las empresas disponen para realizar los trabajos de tratamiento térmico. Así, parte de la entrevista se oriento

hacia la recopilación de datos generales de la maquinaria y equipos utilizados para tratar térmicamente las piezas de acero. Estos resultados se resumen en la tabla 2.5.

Tabla 2.5. Datos generales sobre la maquinaria y equipo para realiza tratamientos térmicos.

Taller Moldtrok	Talle Meléndez	Taller CHIQUILLO	Universidad Don Bosco
Horno para cementación líquida en baño de sales calentada a base de Diesel.			
Equipo para realizar temple por flama de tipo manual. digital. Se puede programar su conexión y desconexión.		Horno eléctrico de control digital.	
Equipo para realizar temple por flama de tipo manual.		Equipo de soldadura autógena, horno de artesanal en el cual calientan la pieza (similar al calentamiento en baño de sales). Horno eléctrico de control digital. Se puede programar su conexión y desconexión.	
Equipo para realizar temple por flama de tipo manual.			
Todos cuentan con la información técnica (tabla de colores para forja y temple ASSAB y BOEHLER, especificaciones técnica para cada material, diferentes medios de enfriamiento y equipo para medir el índice de dureza obtenido después del tratamiento térmico) necesaria para realizar los diferentes tratamientos térmicos que ofrecen.			

### 2.2.3 Recolección de información sobre endurecimiento por flama

Como se cito anteriormente, todos los entrevistados poseen una amplia experiencia en tratamientos térmicos de temple superficial por flama en forma manual. Sin embargo, cuando se les pregunto si conocían de la existencia de una máquina para asistir el proceso de temple por flama, todos manifestaron tener conocimiento y saber de la existencia de éstas, pero no en el ámbito nacional.

Se investigó sobre las ventajas del temple por flama con respecto al temple en horno convencional. En la tabla 2.6 se presenta información recopilada en la cual, de manera comparativa, se describen las ventajas y desventajas de ambos métodos. Según los encuestados, al realizar el proceso de temple en horno es mucho más costoso debido al consumo de energía eléctrica; además, al igual que el

calentamiento en sales, es recomendable tener un peso de material mínimo para accionar el horno, lo cual produce inconvenientes, debido a que la persona que solicita el servicio tiene que esperar a que se obtenga un peso mínimo de material por el cual se pueda justificar el encendido del equipo de calentamiento.

El temple por flama es más práctico: cada pieza se calienta (proceso de austenización) en forma individual. El servicio tiene sus costos como cualquier otro proceso, sin embargo, permite proporcionar una respuesta más rápida cuando éste se solicita.

Se observa que en el temple por flama, las ventajas producto de la disminución en el tiempo efectivo de producción y la relativa sencillez en cuanto a materiales y equipo utilizado en este método, es un factor a considerar en el momento de optar por este método de calentamiento alternativo.

Como parte final de la entrevista, se pidió opinión en cuanto a la implementación de una máquina como la propuesta en este trabajo de graduación, las respuestas fueron muy variadas, por ejemplo, Oscar Reyes de Talleres Moldtrok, manifestó: “en el taller, difícilmente se repiten procesos y por tanto no sería económicamente factible hacer o comprar una máquina de este tipo, y por lo tanto, preferimos seguir con el método que hasta ahora hemos estado utilizando”. Por lo contrario, el Señor José Medina de Taller Meléndez y el Técnico Peña de la Universidad Don Bosco, así como también, Carlos Aguilar de taller CHIQUILLO, manifestaron que: “con este tipo de sistemas mecánicos se podría lograr un mejor control del calentamiento y por lo tanto mejorar la calidad y la reproducibilidad de los resultados en piezas templadas por flama”.

Tabla 2.6. Cuadro comparativo entre el temple superficial por flama de modo manual y uno en horno convencional.

Temple superficial por flama (manual)		Temple en horno	
Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas

-Es un método económico y práctico para aumentar la resistencia mecánica de un material.

Se puede utilizar el mismo equipo para soldadura autógena.

-Se puede temprar parcial o total una pieza.

-Con este método de temple, se pueden temprar la mayoría de las piezas que, por limitaciones de espacio, no pueden ser tratadas en un horno convencional.

-Calentamiento superficial no uniforme

-Posibles zonas blandas. Esto se debe a la dificultad que presenta el método de temple manual para mantener una temperatura uniforme en toda la superficie que se va a austenizar.

-Posible agrietamiento superficial.

-Descarburización o adición de carbono por una incorrecta calibración de la antorcha.

-Mayor control de la temperatura de temple.

-En el interior del horno, se puede generar una presión positiva con un gas que no reaccione con el carbono presente en la aleación, evitando así, el proceso de descarburización y por ende la oxidación de la misma. -Alto costos de operación. (Consumo de energía Eléctrica).

-Limitaciones de espacio.

Pérdida de elementos de aleación como el carbono; oxidación superficial.

Mayor probabilidad de agrietamiento y torceduras del material.

-Se tiene que esperar hasta tener una determinada cantidad de material (piezas de acero) para encender el horno. esto produce un mayor inconvenientes, pues no todos los materiales presentan la misma temperatura de austenización.

### 2.3 Análisis de resultados

Como preámbulo al análisis de las entrevistas realizadas a cada una de las empresas visitadas se hará un breve comentario respecto a lo que se percibe en dichos centros de servicios.

De los talleres visitados, únicamente Talleres MOLDTROK, Taller MELÉNDEZ y Unidad Productiva de la Universidad Don Bosco, presentadas en la tabla 2.3, disponen del equipo necesario para poder realizar y prestar servicios de tratamientos térmicos de manera confiable. La mayoría de los talleres visitados realizan tratamientos térmicos de temple superficial por flama en forma manual; sin embargo, cuando el trabajo de una pieza requiere de un tratamiento térmico o termoquímico específico, éste compra los servicios o sub-contrata a otro taller tales como: taller Meléndez, taller MOLTROCK y Metalurgia SARTI, para que de esto haga el trabajo. De los talleres mencionados, el último de estos es donde la mayoría de talleres llevan sus piezas a que se les trate térmicamente.

Entre las principales ventajas que ofrece Metalurgia SARTI y por la cual muchos talleres solicitan sus servicios, es el crédito de hasta 30 días; además de la garantía que la sus instalaciones y su personal con varios años de experiencia. Taller Meléndez, es otro que frecuentemente prestan y realizan este tipo de servicios.

Parte de la investigación era indagar sobre el índice de piezas dañadas, por lo que, al cuestionarles sobre frecuencia de piezas dañadas por tratamiento térmico defectuosos, la mayoría respondió que casi ninguna, la cual fue una respuesta lógica por parte del entrevistado; pero, al cuestionar sobre el mismo tema, pero de manera no tan directa, por ejemplo: ¿Conoce usted de algún accidente ocurrido en procesos de tratamiento térmico en el cual se haya dañado la pieza tratada? ¿Ha tenido alguna experiencia similar en el tiempo que tiene que tiene de desempeñarse en esta área?; así, preguntando de esta manera, se estima que alrededor de un 40% de piezas tratadas térmicamente por flama, acaba en pérdida del material –sobre todo en piezas de alto carbono- también en pérdida de tiempo y por su puesto, dinero. Las causas más comunes de pérdida de material son: defectos en la conformación por maquinado; problemas para mantener una temperatura uniforme en toda la superficie a templar lo que produce el fenómeno de alabeado o curvado; medio de enfriamiento

inadecuado (muy suave o demasiado enérgico), así como también el uso de una temperatura de temple no adecuado para el material según la carta del fabricante (falta de información técnica veraz).

Los tratamientos superficiales realizados de manera manual o asistida por una máquina, si se comparan con los tratamientos del mismo tipo realizados en hornos, los primeros permiten que un gran número de piezas de tamaño relativamente pequeño como lo son, por ejemplo, las boquillas para irrigación de agua utilizadas en sistemas de aspersión y otros elementos de similar tamaño, pueden ser tratadas térmicamente en forma rápida. Sin embargo, el temple en forma manual presenta la limitante que, por ejemplo, en una pieza longitud extensa, mantener constante la temperatura en toda la superficie es muy difícil; en consecuencia, cuando esta pieza es enfriada, la superficie presenta puntos blandos o puntos con una dureza muy baja a la que le corresponde según la carta técnica del fabricante.

Los talleres de la tabla 2.3, cuentan con personal y equipo especializado con el que pueden tratar térmicamente una buena variedad de piezas de acero de formas geométricas variadas. En estos talleres se pueden tratar la mayoría de los aceros usados cotidianamente en éste ramo de la industria manufacturera de piezas metálicas a nivel nacional. En la tabla 2.4, se presenta una lista de materiales tratados en los talleres que respondieron a la entrevista.

#### Conclusión final

Las razones por las cuales muchos de los talleres ofrecen servicios de tratamiento térmico pero sólo un grupo reducido de estos lo practican, se debe a que la mayoría no disponen del equipo necesario para realizar tales procesos; así como también, el personal desconoce la base teórica y práctica de lo que es un proceso de tratamiento térmico de un acero. Lo anterior es debido principalmente al alto valor económico y el costo de operación de un horno u otros equipos para tratamientos térmicos; así como también, por ser un trabajo que requiere de mucha experiencia (conocimiento teórico y práctico); lo que lleva a que, aunque en muchos talleres cuentan con el equipo necesario, estos no prestan el servicio por no disponer del personal idóneo para que lo realice. En conclusión, muchos talleres ofrecen el servicio de tratamiento térmico, pero no todos los realizan.

# CAPÍTULO III

Contenido	Pág.
CAPÍTULO III	67
Contenido    Pág.	68
3.0 Diseño y cálculo de elementos y componentes de máquina	69
3.2 Síntesis Estructural	74
3.3 Síntesis Cinemática	77
3.3.2 Análisis cinético del subsistema reductor de velocidad de giro del plato giratorio .....	84
3.3.3 Determinación de la tensión permisible sobre el cable del sistema polipasto .....	86
3.3.4 Cálculo del tiempo promedio que tardará el carro, en condiciones de régimen, en recorrer longitudinalmente todo el riel guía. ....	87
3.4 Diseño y cálculo de elementos y componentes	89
3.4.1 Diseño del eje principal del reductor de velocidad tipo polipasto .....	90
3.4.2 Diseño de transmisión por cadena de rodillos (reductor de velocidad tipo polipasto) .....	108
3.4.3 Selección de cable metálico .....	112
3.4.4 Análisis del sistema transportador del conjunto de temple (carro). ....	115
3.4.5 Diseño de la soldadura del soporte articulada porta conjunto de temple .....	120
3.4.6 Diseño de la estructura tubular y viga armada de la máquina.....	124
3.4.7 Diseño de columnas en base a resistencia al pandeo .....	125
3.4.8 Diseño de base para columnas cargadas .....	129
3.4.9 Diseño viga compuesta (trabe armado) .....	131
3.4.10 Diseño del ensamble por soldadura entre la viga armada y columnas frontales.....	144
3.4.11 Diseño de husillo porta plato universal .....	147
3.4.12 Diseño de soporte giratorio (contrapunto) .....	162
3.4.13 Selección de la banda en V (sub-sistema reductor de velocidad de la pieza de trabajo) .....	172
3.4.15 Cálculo de la ecuación fundamental de la máquina .....	177

3.4.16 Análisis de la transferencia de calor durante el proceso de calentamiento y templado de la pieza de trabajo .....	188
3.4.17 Diseño del sistema de enfriamiento rápido (apagado) de la pieza de trabajo.....	208
Determinación del punto de operación del sistema de bombeo.....	223
3.5 Sistema de regulación y control de la máquina	232

### 3.0 Diseño y cálculo de elementos y componentes de máquina

En el capítulo 1 y 2 se presentó la base teórica de este trabajo de graduación; ésta se empleará para proyectar una propuesta de diseño de una máquina para asistir el proceso de endurecimiento por temple superficial con flama oxi-gas en elementos de acero.

Por lo tanto, partiendo de la información teórica recabada y resumida en los capítulos mencionados con anterioridad, a continuación se presenta el detalle de los cálculos realizados para el diseño y selección de los principales elementos y dispositivos que constituirán el sistema mecánico a proyectar.

Para comenzar, mucha bibliografía relacionada con el tema en cuestión, definen al proceso de diseño de máquinas, de forma muy general, como el proceso teórico-práctico, que, partiendo del reconocimiento de una necesidad llega a su satisfacción por medio de la construcción de una máquina, la cual en manos del usuario brinde la mejor respuesta a la necesidad planteada.

El proceso de diseño se inicia con la concepción del dispositivo que sirva para una determinada finalidad. A la idea concebida sigue el estudio de la posición de las diversas partes, así como de los movimientos relativos o cinemáticas de estas últimas.

Por lo general, a medida que se profundiza en el problema y su posible solución, continuamente se dan modificaciones y perfeccionamientos de las ideas tomadas, y lo más probable es que se mejoran o simplifican las alternativas de solución; sin embargo, al final se adoptará la alternativa que parezca más viable.

Como se puede apreciar, el diseño de una máquina es un proceso bastante complejo que no solamente implica conocimiento relativo al análisis y síntesis de

mecanismos que componen máquinas, sino que además la aplicación directa de otros conocimientos y disciplinas tanto tecnológicas como de otros tipos.

En la Fig. 3.1 se presentan los pasos básicos que se tomarán para el diseño de la máquina a proponer.

En el plano 1, se presenta el dibujo de conjunto de la máquina de temple; en éste se muestra todos los subsistemas que la constituirán.

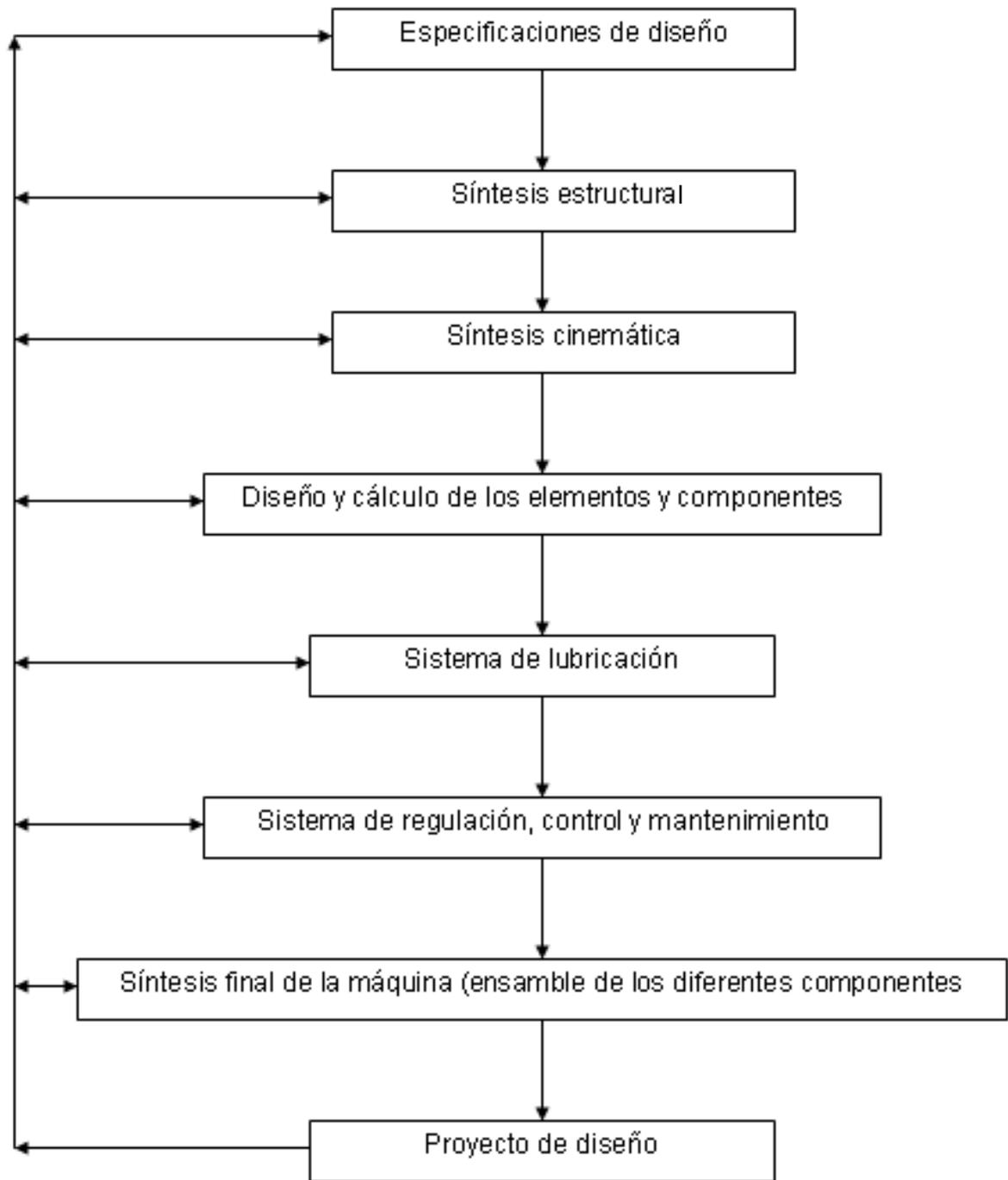


Figura 3.1. Pasos básicos del proceso de diseño de una máquina.

### 3.1 Especificaciones de Diseño

Esta etapa estará constituida por la selección y cuantificación de las especificaciones de diseño a partir directamente de las necesidades a satisfacer, las cuales serán: asistir el proceso de temple por flama. Estas especificaciones se listan en seguida:

- ⊕ Condiciones del entorno donde se instalará. Para el caso de esta máquina, será recomendable que ésta esté instalada en un lugar con una luminosidad difusa para poder así apreciar la tonalidad o coloración de la zona austenizada; además de una buena ventilación que permita evacuar los gases que se producirán por la combustión oxi-gas en las antorchas.
- ⊕ Se diseñará una máquina para endurecer aceros desde 0.35 hasta 0.7 % en peso de carbono; sin embargo, esto no limitará el uso de ésta en aceros aleados, para los cuales se deberá tomar todas las consideraciones necesarias según las especificaciones del fabricante.
- ⊕ La forma geométrica, y precisamente la sección transversal de la pieza a templar, deberá ser uniforme: ejes, guías prismáticas y de milano, poleas acanaladas en V, ruedas dentadas, ruedas dentadas para cadena de rodillos [sprockets], entre otros elementos que puedan ser adaptados a los diferentes métodos de temple que la máquina podrá realizar.
- ⊕ Para el temple de piezas a través del método giratorio, la(s) cabeza(s) de calentamiento (o antorchas), permanecerá estacionaria mientras que la pieza se hace girar sobre su propio eje. Para esto se construirá un subsistema el cual imprimirá a la pieza de trabajo un movimiento giratorio. De esta forma se podrá uniformemente ir calentando toda la superficie circunferencial de la pieza a templar.
- ⊕ La velocidad de giro de la pieza de trabajo, no es un factor crítico a controlar: la llama en todo momento “abrazará” toda la superficie a calentar la pieza. Por lo tanto, el límite de ésta lo determinará las posibles inestabilidades que se puedan producir en la estructura en la cual se monta la pieza de trabajo cuando el sistema se encuentre en operación.

Para el temple de piezas a través del método giratorio, la velocidad de trabajo estará comprendida dentro del intervalo de 80 a 85 rpm.

- ⊕ Se utilizarán dos boquillas tipo multi-flama para el calentamiento, las cuales estarán diametralmente opuestas y éstas frente a la superficie a templar. Dichas boquillas se tendrán que seleccionar según las condiciones que más adelante se detallarán.
- ⊕ Para el método progresivo-giratorio (combinado), además de hacer girar la pieza de trabajo sobre su propio eje (entre el plato giratorio y el contra punto), también se diseñará un subsistema reductor de velocidad que tendrá como objetivo proporcionar el movimiento de giro al eje principal o eje de salida; a éste se fijará un tambor en el cual se enrollará un cable metálico que hará ascender el carro transportador; Junto al carro transportador, también se movilizará el conjunto calefactor; éste incluye un par de antorchas multi-flama e igual número boquillas hidráulicas las cuales tendrán la finalidad de rociar agua a presión durante el templado de la pieza de trabajo. Este sub-sistema se diseñará de tal forma que, además de tener la capacidad de elevar tanto al conjunto calefactor y de enfriamiento, también tenga la capacidad de elevar a otros sistemas de tipo auxiliares, por ejemplo: material refractario en forma de placas que ayuden a disminuir la pérdida de calor en la zona austenizada; subsistemas auxiliares de enfriamiento a través de rociado de aire a presión (enfriamiento de las boquillas multiflama o elementos similares cuyo funcionamiento pueda verse perjudicado por el sobrecalentamiento del mismo); y otros dispositivos similares a los citados cuya aplicación dependerá del tipo de necesidad que se presente durante el proceso de templado.
- ⊕ Se utilizará agua o aire como medio para conseguir templar una pieza. Se tendrá un subsistema hidráulico que hará recircular y al mismo tiempo recuperar parte del medio de enfriamiento que se pueda recobrar. El enfriamiento será a través de boquillas para rociado de agua (Spray Nozzles), las mismas podrán ser utilizada con el medio aire; éstas estarán situadas por debajo del sistema calefactor y viajando en conjunto a éste.

Para piezas en las cuales el medio de enfriamiento recomendado sea diferente al agua o aire, estas deberán de enfriarse sumergiéndolas en un pila lleno de líquido refrigerante recomendado por el fabricante del material.

- ⊕ Se necesitará de un contrapunto giratorio; éste servirá de apoyo a la pieza y estará ubicado en la parte baja de la máquina específicamente sobre el piso. El contrapunto contará con tres soportes laterales de longitud ajustables, los cuales proporcionaran la rigidez y firmeza al eje roscado del contra punto.
- ⊕ La topología de la máquina (forma de la estructura tubular), deberá ser tal que permita montar y desmontar con facilidad la pieza de trabajo (obviamente dentro del espacio disponible entre el punto giratorio y plato universal –ver diagrama general de maquina. También, la máquina debe presentar buena resistencia y rigidez. Lo anterior es para poder soportar las diferentes cargas que se presenten durante la máquina este en servicio.
- ⊕ Para transmitir el movimiento de giro desde el husillo hasta la pieza, se utilizará un plato con garras de auto-centrado (Plato Universal) el cual servirá como soporte giratorio superior.

### 3.2 Síntesis Estructural

En este punto se define el tipo de mecanismos y subsistemas, desde el punto de vista topológico, que compondrán la máquina para temple superficial por flama, así como también las diferentes partes y componentes que constituirán cada uno de estos.

Dado que se ha proyectando una máquina en la que se puedan realizar diferentes métodos de temple (capítulo I, sección 1.4.4), ésta deberá estar provista con varios subsistemas que permitan el fácil adapte y maniobra de la pieza de trabajo en el caso que el método que lo requiera, así como un movimiento relativo entre las cabezas de calentamiento y la superficie a austenizar. Por lo tanto, la máquina estará constituida, fundamentalmente, por cuatro subsistemas.

A continuación se define la naturaleza de cada uno de estos subsistemas y los elementos que los componen.

1) Subsistema reductor de velocidad para elevar el carro porta cabezas de calentamiento y boquillas para rociado de agua a presión. Este subsistema será de naturaleza mecánico; estará construido de una estructura angular en la cual se alojarán, firmemente, todas las partes móviles tales como: Un moto-reductor de velocidad con una razón de reducción de 100:1; este moto-reductor se conectará por medio de una cadena de rodillo y un par de ruedas catarinas (ANSI 40) hasta un eje intermedio. La potencia que recibirá éste será transmitida a un conjunto de engranajes hasta un eje principal; luego, toda la potencia será transmitida (a través de un cuñero ahusado) a un tambor cuya función será la de embobinar el cable de acero para arado 1/8-6X19 galvanizado, que hará izar a todo conjunto de temple (boquillas para calefacción y boquillas de enfriamiento).

La velocidad de elevación del carro, se logrará a través de tres etapas: la primera estará constituida por un moto-reductor con una relación de 100:1; la segunda, por medio de diferentes elementos interconectados tales como ruedas dentadas (catarinas), cadenas y engranajes de talla recta; por último, la tercera etapa será mediante el uso de un sistema polipasto. En la última etapa, se aprovechará la ventaja mecánica y la reducción de velocidad que se da cuando se tienen varios pasos de cable metálico sobre un conjunto de poleas. Para esto se utilizará un sistema polipasto; éste constará de cuatro poleas giratorias conectas por medio de un cable metálico, un par estará fijo y ubicado en la parte superior de la columna guía, mientras que el otro permanecerá fijo al carro móvil. Todas serán independientes; es decir, con libre movimiento de giro sobre su propio eje.

En síntesis de lo anterior, este sistema tendrá la finalidad de reducir la velocidad del carro hasta la velocidad de trabajo del sistema, para que el motor o fuente motriz, opere en condiciones cercanas a las nominales para las que se diseñó.

Para el retorno (o descenso) del carro, esto se logrará accionando el moto-reductor en reversa; una vez accionado en sentido contrario, la acción del peso (el carro más un peso extra el cual estará fijo a la parte posterior de este), mantendrán tenso al cable mientras desciende hasta una posición conveniente según lo estime el operario.

Para un mayor control de la velocidad, se instalará un control de velocidad de tipo electrónico que controlará el motor. Así, con el manejo de éste dispositivo, se controlara la velocidad de salida del moto-reductor, y por ende, la velocidad lineal del carro.

2) Subsistema reductor de velocidad de giro de la pieza de trabajo. Éste será también de naturaleza mecánico. Estará ubicado en la parte superior de la viga armada y sus componentes básicos son: un motor eléctrico el cual suministrará toda la potencia, este motor estará conectado, por medio de bandas y poleas tipo V, a un eje en cuyo extremo se conectará un piñón que embonará con un engrane fijo al husillo. Por medio de este engrane se transmitirá toda la potencia de giro hasta el husillo (o eje corto) en cuyo extremo inferior se acoplará un plato con “garras” que fijarán y centrarán la pieza de trabajo (ver figura 3.4).

La polea tipo V, el eje y el piñón estarán fijos a una estructura angular, y ésta sobre la viga armada (ver figura 3.4); esto permitirá que el conjunto de engranajes embonen perfectamente, mientras que la distancia entre centros de ambos ejes (intermedio y el del motor) permanezca constante.

3) Subsistema de enfriamiento. Será de naturaleza hidráulico, y lo constituirá una bomba, una tubería para la circulación del medio de enfriamiento, manómetros, válvulas, boquillas rociadoras, depósito colector y por último, un sistema eléctrico de control. La bomba permanecerá fija al pavimento; las boquillas para rociado (al igual que las cabezas para calentamiento) se desplazarán conjuntamente con el carro transportador.

4) Subsistema de calentamiento. Para el calentamiento de la zona a templar se utilizará dos boquillas de calentamiento de tipo multi-flama. La boquilla para calentamiento se seleccionara dependiendo del área a calentar y del tipo de gas combustible a usar. Así, se utilizarán antorchas con diferentes diámetros, designadas por N° 2, 3, 4 y 5, y como se presento anteriormente, la elección de una, está en función del área a calentar y el gas combustible a emplear.

5) Para la estructura de la máquina, se empleará tubo de hierro estructural de sección cuadrada ASTM A-36 a excepción de la viga armada (ver figura 3.4), que estará construida de perfiles angulares, tanto por los largueros (perfil dispuesto longitudinalmente) como refuerzos laterales. La conexión de todos los miembros se harán por soldadura por arco eléctrica, según el proceso recomendado para este tipo de material.

### 3.3 Síntesis Cinemática

En esta etapa se presentan los cálculos realizados para determinar los desplazamientos, velocidades y aceleraciones; así como también, las fuerzas que se desarrollan como resultado de la interacción entre los elementos móviles que constituirán la máquina a proponer.

Se comenzará analizando la cinemática del izamiento o elevación del conjunto de temple (carro, contrapeso y boquillas). Para lo cual, la velocidad lineal recomendada -según la información recopilada y presentada en el capítulo I de este trabajo de graduación- se encuentra entre 0.05 a 0.305 m /min. (2 – 12 pulg / min), se tomará el valor medio como valor de diseño; luego, se procederá a calcular la velocidad lineal o angular según como corresponda, en cada uno de los elementos móviles e interconectados que constituirán al subsistema en análisis.

En la figura 3.2 se presenta un esquema de un sistema tipo polipasto. Como se ha mencionado con anterioridad, el efecto polipasto permite levantar una carga de mayor peso con una menor carga. Lo anterior se denomina ventaja mecánica. Sin embargo, esto se logra a expensas de la reducción en la velocidad del elemento a elevar, lo cual es uno de los objetivos principales. Lo anterior se justifica al considerar que la velocidad de ascenso del carro portador es muy baja, y por lo tanto, ésta no podría ser suministrada directamente de una simple caja reductora ni mucho menos al eje de salida de un motor eléctrico u otra fuente motriz similar conectada con el sistema a elevar.

Además de la reducción de velocidad que se da con el sistema de poleas tipo polipasto, también se logrará suavizar la variación de velocidad durante toda la carrera de desplazamiento del carro.

A continuación se presenta los cálculos realizados para el análisis cinemática

### 3.3.1 Cálculo de la velocidad lineal con que el cable entra en el tambor de enrollamiento

Esta es la velocidad tangencial (figura 3.2) con que el cable entra al tambor (punto D).

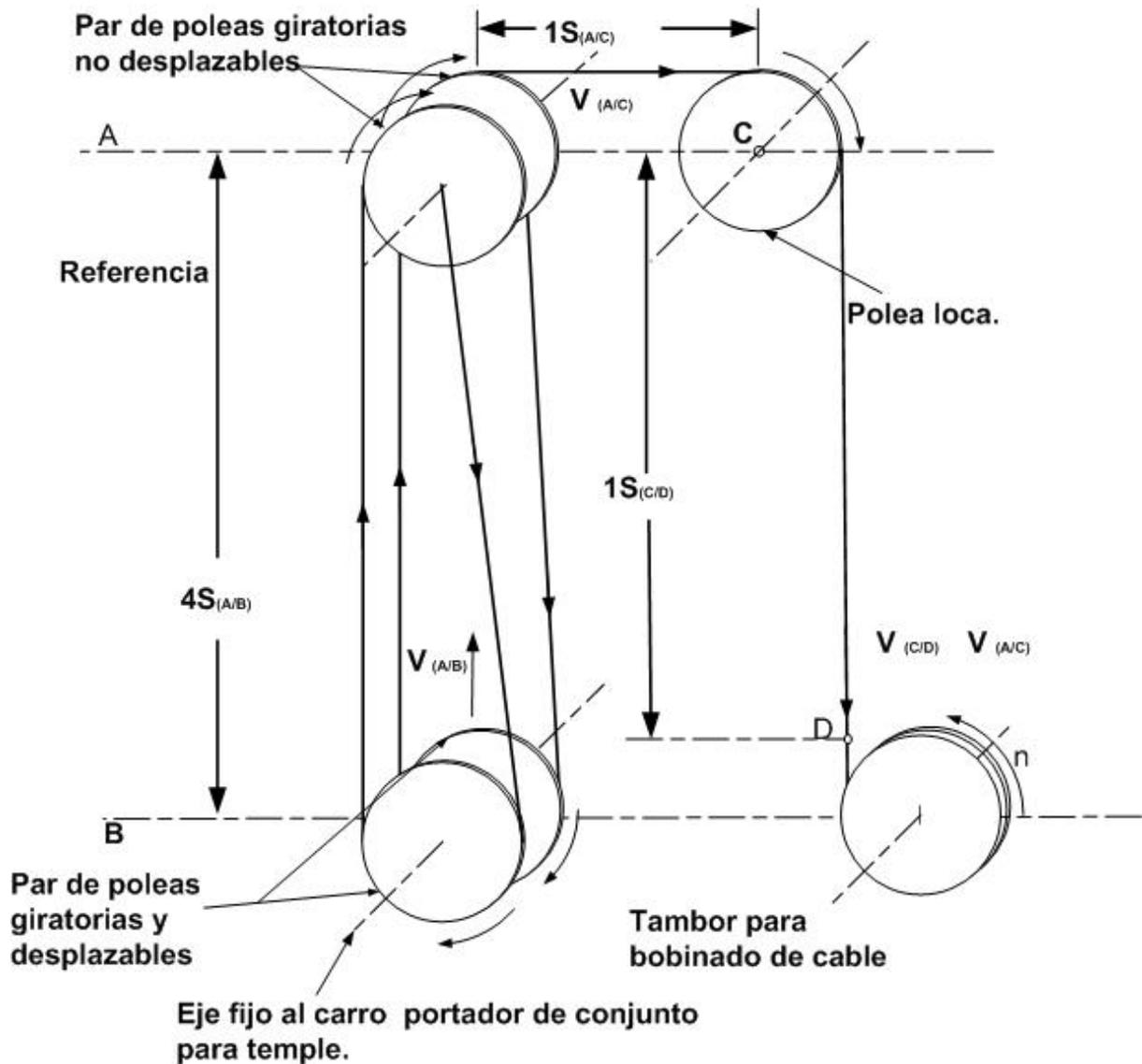


Figura 3.2 Esquema del sistema tipo polipasto a utilizar para elevar el conjunto de temple. ( $V_{A/B}$ ) velocidad relativa de B con respecto a A, ( $S_{A/B}$ ) distancia de B respecto a A., ( $n$ ) revoluciones por minuto.

Para determinar tal magnitud, se comenzará con el calculo de la longitud total (L) del cable, ésta se puede expresar de la forma

$$L_{\text{cable}} = 4S_{A/B} + 1S_{A/C} + 1S_{C/D} + \text{longitud de cable sobre las poleas} \quad (3.1)$$

Derivando la ecuación 3.1, se obtiene la razón de cambio de la posición de un punto cualquiera con respecto al tiempo.

$$\frac{dL_{\text{total}}}{dt} = \dot{L} = 4V_{A/B} + V_{C/D} = 0 \quad (3.2)$$

La longitud total del cable no cambia; por lo tanto, la ecuación es igual a cero.

Si se compara la dirección de desplazamiento del carro con la del cable (tramo C-D), estos van en sentido contrario. Según lo anterior, la ecuación (3.2) queda de la forma siguiente

$$4V_{A/B} = -V_{C/D} \quad (3.3)$$

donde

$V_{A/B}$  = velocidad del carro porta conjunto para temple.

$V_{C/D}$  = velocidad tangencial con que el cable se enrolla en el tambor.

El factor que está multiplicando a la velocidad del carro ( $V_{A/B}$ ), es debido al número de poleas giratorias por donde pasará el cable; éste es igual a 4.

Como primer paso al análisis cinemático del carro transportador, se asumirá una velocidad para éste de  $2.54 \times 10^{-3}$  m/seg (6 pulg/min), así, la velocidad tangencial con que el cable entra al tambor es:

$$V_{C/D} = 4(2.54 \times 10^{-3}) = 10.16 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad (3.3a)$$

A partir del valor anterior, se puede determinar la velocidad angular del tambor. El diámetro de polea mínimo,  $D_{pol}$ , recomendado para un cable 6x19 de 3 mm ( $\approx 1/8$  pulg), es  $45d_w$ ; donde  $d_w$  es el diámetro del cable. Para simplificar el análisis se utilizará el mismo diámetro de polea en el tambor. La velocidad con que gira el tambor es

$$D_{pol} = 45d_w = 45(1/8) = 5\frac{5}{8} \text{ pulg} = 143 \text{ mm}$$

$$V_{C/D} = \frac{\pi(D)n}{60}; \quad n = \frac{60(V_{C/D})}{\pi(D)} = \frac{60(10.16 \times 10^{-3})}{\pi(0.143)} = 1.39 \text{ rpm} \quad (3.3b)$$

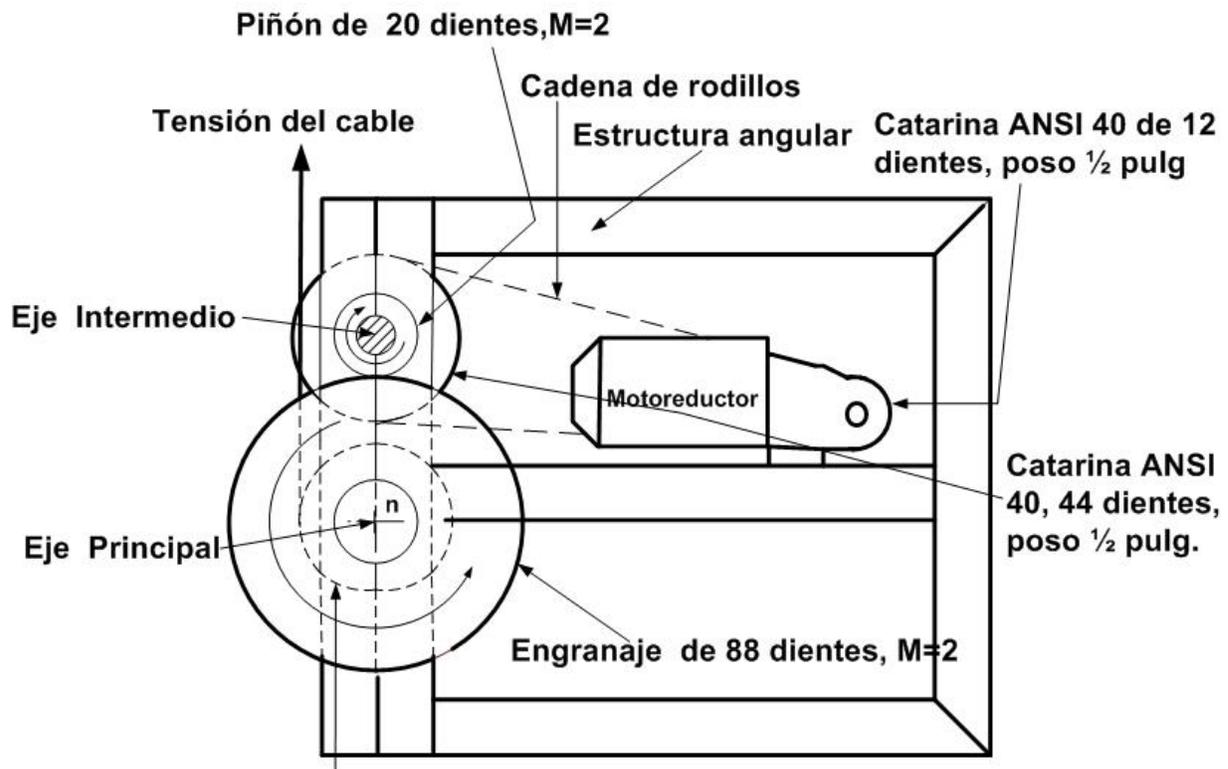
$$n_{\text{tambor}} = 1.39 \text{ rpm}$$

Como se presenta en la figura 3.3, el eje principal se conecta tanto el tambor como también a un engrane de 88 dientes; por lo tanto, al no existir movimiento relativo entre ambos elementos, la velocidad angular calculada en (2) para el tambor, es la misma que para el engrane.

Al engrane de 88 dientes, se conectará un piñón de 20 dientes, con el número de dientes de ambos, se puede calcular la relación de velocidad entre ambos elementos (engrane de 88 dientes y piñón de 20). La relación de velocidad (RV) para un par de engranajes, puede definirse de cualquiera de las formas siguientes

$$RV = \frac{\omega_{\text{piñón}(p)}}{\omega_{\text{engranaje}(g)}} = \frac{n_p}{n_g} = \frac{r_g}{r_p} = \frac{D_g}{D_p} = \frac{N_g}{N_p} \quad (3.4)$$

Donde: N es el número de dientes; n, es la velocidad angular en rpm, mientras que r, representa el radio del piñón o engrane.



### Tambor para bobinado de cable

Figura 3.3 Esquema del reductor de velocidad utilizado para enrollar el cable metálico del sistema elevador tipo polipasto.

Para calcular la relación de velocidad entre el eje intermedio y el principal, se comenzará por asumir una velocidad de entrada en el moto-reductor de velocidad.

Si se fija la velocidad de salida del moto-reductor en un valor comprendido entre 20 y 25 revoluciones por minuto, el moto-reductor transmitirá a través de una rueda para cadena de rodillos (catarina) de tipo simple y con número de dientes igual a 12 (siendo este número conveniente para el diseño y al mismo tiempo un poco mayor al mínimo permitido para una rueda que funcionara como piñón en este tipo de transmisiones), toda la potencia hasta el eje intermedio (ver figura 3.3). Esta potencia será recibida por otra rueda dentada para rodillos de 44 dientes colocada a un extremo del eje intermedio.

Evaluando la ecuación (3.4) y realizando el cociente entre 44 y 12, los cuales corresponden a al número de dientes para el piñón y rueda dentada

respectivamente, la transmisión tiene una relación de reducción de aproximadamente 3.7.

Haciendo uso de la ecuación (3.4), la velocidad a la cual girará el eje intermedio, queda la manera siguiente

$$RV = \frac{n_p}{n_{\text{Rueda dentada}}} = \frac{N_{\text{Rueda dentada}}}{N_p} = \frac{44}{12} = 3.7; \rightarrow n_{\text{Rueda dentada}} = (22.5 \text{ rpm}) / 3.7 = 6.08 \text{ rpm}$$

Este valor para la velocidad del eje intermedio es de referencia, dado que no se puede garantizar que con éste se pueda tener un número de dientes exactos.

Volviendo a la ecuación (3.4), y evaluándola la velocidad con que girará el eje intermedio y el principal, la relación de velocidad es la siguiente:

$$RV = \frac{n_p}{n_g} = \frac{6.08 \text{ rpm}}{1.39 \text{ rpm}} = 4.37$$

Si se asume un piñón con 20 dientes (valor de diseño muy cercano al mínimo permitido); El número de dientes del engranaje del eje principal, es

$$VR = 4.37 = \frac{N_g}{N_p} = \frac{N_g}{20} \rightarrow N_g = 4.37 * 20 = 87.49 \text{ dientes} \quad (4)$$

Realizando otra prueba para un número de dientes de 88 y 20 para el engrane y el piñón respectivamente, el resultado para la relación de velocidad es la siguiente

$$VR = \frac{N_g}{N_p} = \frac{88}{20} = 4.4 \quad (5)$$

Con esta relación de velocidad y para una velocidad del eje principal de 1.39 rpm, la velocidad en el eje de salida del reductor es igual a 22.6 rpm. Esta velocidad

es satisfactoria dado que ésta se encuentra dentro del intervalo especificado al inicio de este análisis (20 -25 rpm).

Así, con este resultado, el cual fue obtenido después de hacer varias combinaciones para diferentes parámetros tales como números de dientes, diámetros de paso en polea tipo V, y otros elementos agregados a la transmisión mecánica, serán los que se emplearán para el diseño de todos los elementos mecánicos que se presenta en la figura 3.3 y constituyen este sub-sistema reductor de velocidad.

En toda transmisión por engranajes, el piñón es el elemento crítico, dado que al tener menor número de dientes, mayor es la frecuencia de contacto de éste con su contraparte por revolución. En cualquier otro sistema, el cual trabaje a una mayor velocidad, el piñón debe de soportar un mayor número de carga, y por lo tanto éste debe presentar una resistencia muy alta; pero, dadas las bajas velocidades de funcionamiento del subsistema reductor, el número de dientes para el engrane del eje intermedio es viable. Así, un número de dientes igual a 20 será considerado para cuando se haga el diseño de este elemento de transmisión.

Por lo tanto, a partir del valor de VR igual a 4.4, se procederá a calcular el verdadero valor en cada uno de los elementos que componen este reductor. Así, La velocidad angular con que girará el piñón de 20 dientes es

$$\frac{n_p}{n_g} = \frac{N_g}{N_p} \rightarrow \frac{n_p}{1.39} = \frac{88}{20} = 4.4 \rightarrow n_p = 1.39(4.4) = 6.12 \text{rpm}$$

Esta es la velocidad con que gira tanto el eje intermedio como la catarina rueda dentada para rodillos tipo ANSI 40 de 44 dientes. Con la velocidad de la catarina y su número de dientes, y haciendo uso nuevamente de la expresión 3.4, la velocidad en eje de salida del moto-reductor es

$$\frac{n_{\text{piñón}}}{n_{\text{catarina}}} = \frac{N_{\text{catarina}}}{N_{\text{piñón}}} = \frac{44}{12} = 3.67 = \frac{n_{\text{piñón}}}{6.12} \rightarrow n_{\text{piñón}} = 6.12 * (3.67) = 22.44 \text{rpm} \quad (7)$$

El valor obtenido es satisfactorio dado que se encuentra dentro del intervalo permisible.

### 3.3.2 Análisis cinético del subsistema reductor de velocidad de giro del plato giratorio

Como se indicó en el capítulo I, la velocidad con que gira la pieza de trabajo, no es tan crítica, ya que se obtiene casi los mismos resultados para diferentes valores de velocidad. Por lo tanto, no se justifica el construir un subsistema como el diseñado para el izamiento del carro portador del conjunto para temple, por lo que la velocidad de este será fija a un intervalo de entre 80 a 85 rpm.

Para el temple de piezas con un diámetro mayor que su longitud axial, por ejemplo, una polea acanalada, se aumentará la velocidad angular del husillo, hasta un valor seguro que no provoque inestabilidades en la máquina. La inestabilidad se producirá por una mala alineación de pieza a trabajar, durante el montaje y el desequilibrio (o des-balance) estático y dinámico, cuando la pieza se hace girar con respecto a su eje por lo que se deberán de tomar todas las precauciones antes de comenzar el proceso de temple. En el capítulo 4 se tratará el tema, y se brindarán una serie de sugerencias para minimizar o evitar, en lo posible, las vibraciones mecánicas.

En la figura 3.4, se presenta un esquema de parcial de la vista frontal de la máquina de temple; en ésta se puede distinguir cada uno de los elementos que constituyen este subsistema reductor de velocidad.

Como valor de diseño, la velocidad del husillo será de entre 80 a 85 rpm. Al inicio de la reducción se conectará un engrane de 88 dientes el cual se conecta a un piñón de 28 dientes, ambos con características similares a los que se utilizarán en la segunda etapa de reducción de velocidad del carro. Siguiendo la descripción del subsistema, el piñón de 28 dientes estará fijo a un eje intermedio al que también se fijará una polea tipo V en su extremo superior. El motor eléctrico estará transmitirá toda potencia a la polea antes mencionada.

Luego de haber detallado brevemente el subsistema, se procede con el análisis cinemática del mismo. Así, con el número de dientes de cada engrane y la velocidad de giro en el husillo, la velocidad a la cual girará el eje intermedio es

$$n_{\text{husillo}} = n_{\text{engranje(88 diente)}} = 80 \text{ rpm (Valor de diseño)}$$

$$n_{\text{eje intermedio}} = n_{\text{husillo}} \left( \frac{N_{\text{engrane}}}{N_{\text{Piñón}}} \right) = 80 \left( \frac{88}{28} \right) \approx 251 \text{ rpm}$$

El resultado de la velocidad de giro del husillo da la velocidad de giro del piñón conectado al eje intermedio así como también la velocidad con que girará la polea tipo V (Ver fig. 3.4). Más adelante y en este capítulo, se presentará el proceso completo de selección de la banda tipo V.

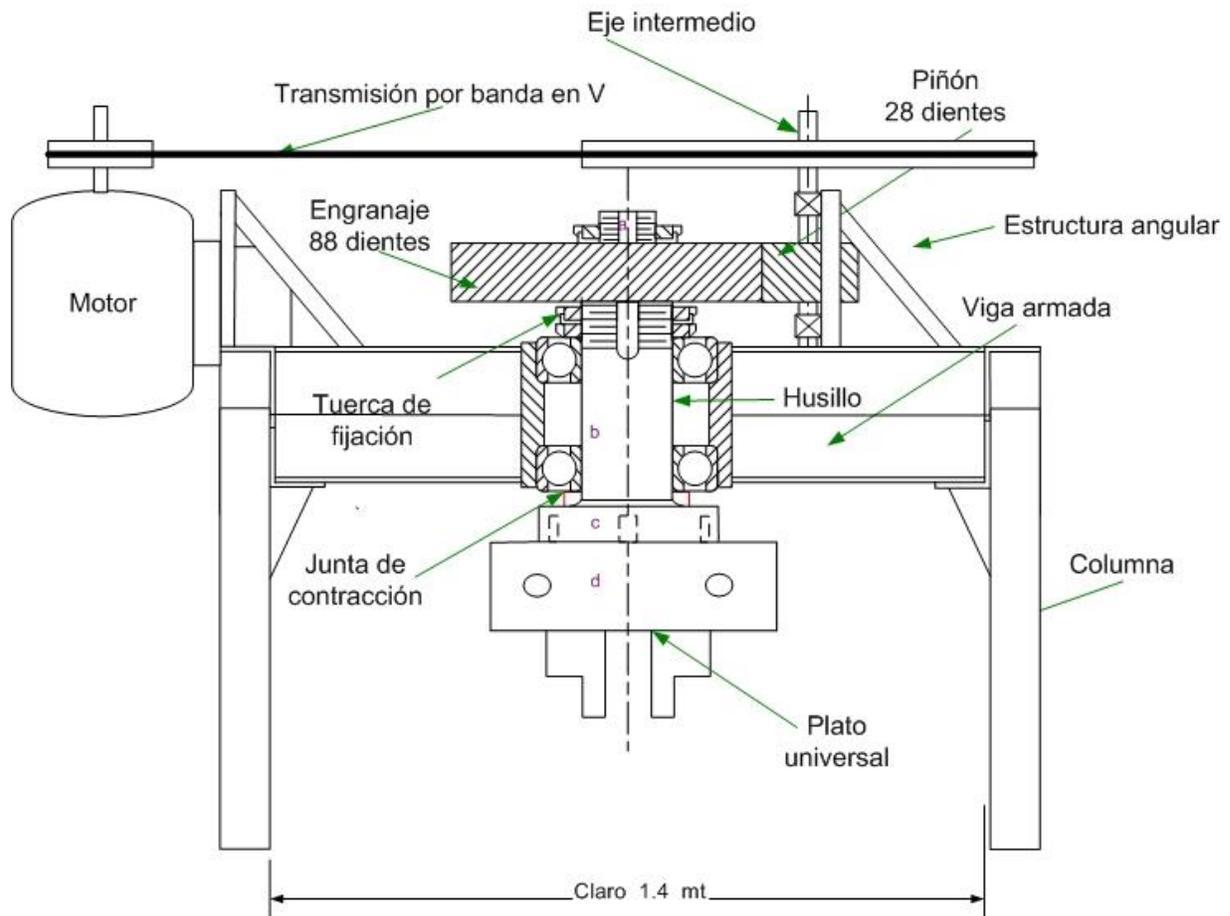


Figura 3.4 Esquema de la vista frontal del subsistema reductor de velocidad de husillo porta plato auto-centrado.

### 3.3.3 Determinación de la tensión permisible sobre el cable del sistema polipasto

Se requiere acelerar el sistema de calentamiento y de enfriamiento, ambos viajarán solidarios a un carro transportados al igual que un contrapeso ubicado en la parte posterior del carro, desde el reposo hasta la velocidad de trabajo de  $2.54 \times 10^{-3} \text{ m/s}$  en dos segundos. El peso total (carro y contrapeso), es de 490.62 N (108.9 lb). El bosquejo del diagrama de cuerpo libre (fig. 3.5) indica todas las cargas involucradas.

Antes de escribir las ecuaciones para calcular la tensión del cable se harán algunas suposiciones que ayudarán a simplificar el análisis. La primera suposición es con respecto al efecto de inercia debidos a la aceleración del sistema, esta aceleración depende de la característica del par-motor conectado al sistema; el valor a tomar será la aceleración media; es decir

$$\bar{a} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_f - v_i}{t_f - t_i} = \frac{2.54 \times 10^{-3} - 0}{2 - 0} = 1.27 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (10)$$

La segunda suposición es, que, toda la carga está distribuida equitativamente en todos los cables; por lo tanto, la fuerza de tracción del cable, es

$$T_1 = T_2 = T_3 = T_4 = T_i; \rightarrow \sum_{i=1}^4 T_i = 4T \quad (3.6)$$

Asignando el signo positivo a la tensión (fuerza de tracción soportada por el cable) que actúa en el mismo sentido que la aceleración (hacia arriba), se puede escribir la ecuación escalar para determinar la tensión T, la cual queda

$$\Sigma F_y = m_t a_y \quad (3.7)$$

$$4T - w_t = \left(\frac{w_t}{9.81}\right)(a_y) \quad \rightarrow 4T = 484.61 \left(1 + \left(\frac{1}{9.81}\right) 1.27 \times 10^{-3}\right)$$

$$4T = 547.35\text{N}$$

$$T = 136.84\text{N} = 30.76\text{lb}$$

Esta magnitud de la tensión será utilizada como valor de diseño para la selección del cable.

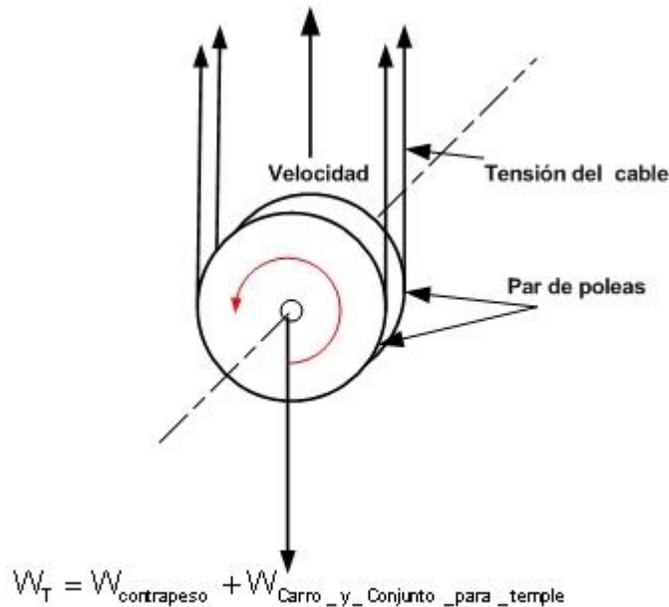


Fig. 3.5 Esquema de cuerpo libre del sistema polipasto.  $W_T$ , peso total que incluye: carro portador sistema de temple y contrapesos.

3.3.4 Cálculo del tiempo promedio que tardará el carro, en condiciones de régimen, en recorrer longitudinalmente todo el riel guía.

Antes de comenzar a calcular esta magnitud, se debe de especificar la longitud máxima que recorrerá el carro. De la figura (3.2), la cota  $S_{(A-B)}$  representa la posición del eje con poleas móviles (fijas al carro), con respecto al eje de poleas giratorias no desplazables.

Si a la distancia máxima entre centros de cada polea, se le resta dos veces el radio de la polea empleada (ver figura 3.4), la distancia resultante es el recorrido

efectivo que el carro hará y para el cual se cuantificará el tiempo necesario para recorrerlo. Como valor de diseño se asumirá una distancia menor a la longitud de las columnas, pero al mismo tiempo, mayor o igual a la longitud máxima de la pieza para la cual se diseñara la máquina; esta distancia, será de 1.6 m.

Longitud efectiva de cable metálico necesaria para hacer funcionar el sistema tipo polipasto

Dado que se utilizará un sistema polipasto con cuatro poleas, se multiplicará la distancia determinada en el párrafo anterior, por el número de poleas giratorias y desplazables, donde pasa el cable metálico. De esta forma se obtiene la longitud total de cable a enrollar en el tambor para una carrera completa del carro.

La longitud efectiva ( $L_{efe}$ ) para una carrera completa del carro, es

$$L_{efe} = 2(n_{pol})(L_{m\acute{a}x}) \quad (3.8)$$

$$L_{efe} = 2(2)(1.6) = 6.4 \text{ m}$$

donde:

$n_{pol}$  = número de poleas móviles.

$L_{efe}$  = longitud efectiva de cable a enrolla en el tambor para una carrera completa del carro.

$L_{m\acute{a}x}$  = distancia máxima desde el punto de referencia al carro.

Luego de haber determinado la longitud efectiva, se procede a calcular la longitud de cable por vuelta, que deberá ser enrollada en cada vuelta del tambor. Para esto, primero se calculará el perímetro del tambor que, aproximadamente, coincide con la longitud de cable por vuelta que se busca. Así pues, el perímetro del tambor es

$$\text{Perímetro} = 2\pi(r_{\text{tambor}}) \quad (3.9)$$

El diámetro exterior del tambor fue determinado con anterioridad, este corresponde a  $(45d_w)$ . Por lo tanto, para un diámetro de cable de 3.175 mm (1/8

pulg), el radio del tambor es 7.14 cm. Sustituyendo éste valor en la ecuación (3.9), el perímetro del tambor es:

$$\text{Perímetro} = 2\pi(0.0714) = 0.44\text{m}$$

Así, el número de vueltas, N, necesarias para elevar el carro hasta su punto más alto, es el siguiente

$$N = \frac{L_e}{\text{Perímetro del tambor}} = \frac{6.4 \text{ m}}{0.44 \text{ m/revolución}} = 14.55 \text{ revoluciones} \quad (14)$$

Se necesitaran de aproximadamente 15 revoluciones del tambor, para lograr elevar el carro hasta su punto más alto.

El tiempo necesario para elevar el carro a la velocidad de régimen

$$t_{\text{mín}} = \frac{N}{n} = \frac{14.55 \text{ rev}}{1.39 \text{ rpm}} = 10.47 \text{ minutos} \quad (15)$$

En consecuencia, éste es el tiempo mínimo que le tomará al carro desplazarse desde su punto inferior (próximo a la base del contrapunto giratorio), hasta punto superior cercano al plato universal (ver plano de conjunto de la máquina [1/12]).

### 3.4 Diseño y cálculo de elementos y componentes que constituirán el reductor de velocidad del carro transportador del conjunto de temple

En la figura 3.3 se presentan la mayoría de elementos que constituirán este subsistema reductor de velocidad.

En este subsistema se encuentran dos de tres etapas de reducción de velocidad. La primera, tal como fue explicado en la sección anterior, la compone un moto-reductor de velocidad variable. Este componente se seleccionará del catálogo del fabricante en base a las características técnicas requeridas por el sistema. Así,

posteriormente y siempre en este mismo capítulo, se presentará el procedimiento a seguir para la selección de este componente.

La segunda etapa de reducción de velocidad está compuesta por un conjunto de engranajes de talla recta. Las velocidades a la cual gira cada elemento fueron calculadas en el análisis cinemático. Así, se comenzará con el diseño de cada flecha o eje (principal e intermedia), en la cual se determinara el diámetro de mínimo seguro de cada uno; luego, se procederá con el diseño del conjunto de engranajes.

### 3.4.1 Diseño del eje principal del reductor de velocidad tipo polipasto

En la figura 3.6, se presentan las reacciones para cada plano de análisis de todos los puntos de apoyo así como también la reacciones entre cada elemento mecánico que transmite potencia y velocidad de giro.

A continuación se procede a calcular la magnitud de cada una de las fuerza en cada plano.

Se comenzará por calcular el momento de torsión entre el tambor y la rueda dentada fijada en D. la fuerza impulsora mínima para levantar el conjunto de temple, es de 136.84 lb, y ésta corresponde al peso del conjunto de temple más un contrapeso.

El diámetro ya fue determinado, éste es 143 mm ( $5\frac{5}{8}$  pulg) o 71.5mm por radio. El torque requerido para elevar todo el conjunto de temple es

$$T_B = T_{\text{tamb}} = F_{\text{cable}} (r_{\text{tamb}}) = (136.84)(0.143/2) = 9.78 \text{ N} - \text{m} \quad (3.10)$$

Donde  $F_{\text{cable}}$ , es la fuerza de tensión en el cable metálico;  $T_{\text{tambor}}$ , el torque mínimo requerido para levantar el carro.

Este torque es transmitido hasta la rueda dentada de 88 dientes, y dado que en una transmisión por engrane la eficiencia con que se transmiten las cargas es alta, el uso de la ecuación (3.11) es adecuado; en esta se calcula la fuerza tangencial que el engrane de 88 dientes siente que le ejerce el de piñón de 20; y por un principio físico básico de la mecánica, esta fuerza es igual en magnitud pero opuesta en dirección a la ejercida sobre el engrane de 88 dientes. El cálculo es el siguiente

$$T_B = T_D = 9.78 = F_{D \text{ (tangencial)}} (r_{\text{engrane}}) \rightarrow F_{D \text{ (tangencial)}} = \frac{9.78}{(0.22/2)} = 88.95 \text{ N} \quad (3.11)$$

De acuerdo con la cinética de engranajes se sabe que la carga total es normal a la superficie del diente, lo que da por resultado una fuerza de separación radial  $N_r$  que es igual a  $F_D \tan \phi$ , donde  $F_D$  es la fuerza impulsora calculada.

La fuerza de separación en D es

$$N_{rD} = F_D \tan 20^\circ = 88.95(\tan 20^\circ) = 31.70 \text{ N} \quad (16)$$

Luego de haber calculado la fuerza tangencial en el punto D, se continúa con el cálculo de las fuerzas que actúan sobre los restantes puntos del eje principal.

Para determinar dichas fuerzas en los puntos mencionados, primero se tiene que encontrar las fuerzas en los cojinetes de apoyo (A y C), para esto, se tiene que plantear ecuaciones de momento con respecto a A y C, y comprobar los resultados por  $\sum F_y = 0$ . con respecto a A.

Momento con respecto a A

$$\sum M_A = 0 \quad (3.12)$$

$$-136.84 * (0.059) + F_{cy}(0.118) - 31.37(0.175) = 0$$

$$F_{cy} = 115.43 \text{ N}$$

Para calcular la reacción en A, se hará uso de la ecuación siguiente:

$$\sum F_y = 0. \quad (3.13)$$

$$-F_{Ay} + F_{By} + F_{Dy} - F_{Ay} = 0$$

De la ecuación (3.13), la fuerza en A y en dirección vertical, es

$$F_{Ay} = 53.11 \text{ N}$$

Determinación de las fuerzas en el plano horizontal del eje principal

En la figura 3.6 (b) se presenta, esquemáticamente, las reacciones en cada uno de los apoyos y la fuerza sobre el diámetro de paso o diámetro teórico, de la rueda dentada con 88 dientes.

La fuerza horizontal  $D_x$ , fue determinada anteriormente en un párrafo anterior y su valor es 87.09N. Por lo tanto, para calcular el valor de cada una de las reacciones, bastará con hacer momento con respecto a un punto en particular que coincida con la línea de acción de una reacción para hacer la magnitud de su brazo de palanca igual a cero; de este modo, se obtendrá el valor numérico de la otra reacción incógnita.

La potencia será transmitida por el piñón hasta el engrane de 88 dientes conectado a un extremo del eje.

En la figura 3.6 b, la cual es un bosquejo de la vista de planta del eje intermedio, la reacción en D va hacia arriba; por lo tanto la reacción en C es hacia abajo. Haciendo momento con respecto a A y tomando el sentido horario como positivo, se tiene el valor de C, esto es:

$$\sum M_A = 0$$

$$-87.02(0.175) + F_{Cx}(0.118) = 0$$

$$F_{Cx} = 129.06 \text{ N}$$

Con magnitud encontrada en C, la reacción en A se puede obtener usando la ecuación (3.13) en dirección Y como positivo, esto es

$$\Sigma F_x = 0.$$

$$-F_{Ax} + F_{Cx} + F_{Dx} = 0 \rightarrow F_{Ax} = 129.06 + 87.02$$

$$F_{Ax} = 42.04 \text{ N}$$

Con las cargas encontradas, se puede construir el diagrama de cargas cortante y momento flector para cada sección del eje o flecha en estudio.

Como el diagrama de esfuerzos cortantes cruza la línea cero o de referencia en B y C, el diámetro mínimo crítico estará en la sección de mayor momento flector. Como ambos diagramas cortan la línea cero en C, ésta es la sección de máximo momento flector, el cual es la suma vectorial de las componentes arriba calculadas;

$$M_c = (M_{cx}^2 + M_{cy}^2)^{1/2} = (4.96^2 + 1.81^2)^{1/2} = 5.28 \text{ N-m} \quad (3.14)$$

En figura 3.6, se observa que tanto el momento flector como el máximo par de torsión, se produce en C; por consiguiente ésta se considerará como la sección crítica. Por otra parte, para el punto A, en donde no existe par ni momento flector, esta sección se dimensionará de una manera diferente.

Cálculo del diámetro en el punto A.

Este punto es el asiento del cojinete A, y aquí no existe torque o momento de flexión, pero si una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción en el cojinete. Utilizando la resultante de las reacciones en los planos X y Y, la fuerza de corte es

$$V_A = \sqrt{(V_x^2 + V_y^2)} = \sqrt{(42.04^2) + (53.11^2)} = 67.74 \text{ N} \quad (3.15)$$

La tensión por esfuerzo de corte vertical para un eje circular sólido es

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (3.16)$$

Para este eje se tomará un acero 1020 rolado en caliente como material de prueba, cuyas propiedades mecánicas son:

$$S_y = 352 \text{MPa}; S_u = 420 \text{MPa}; S_n = \frac{S_u}{2} = \frac{420}{2} = 210 \text{MPa}$$

Sea  $\tau = \tau_d$ , el área que se requiere para el eje es

$$A_A = \frac{4V}{3\tau_d} = \frac{4(67.74)}{3(0.577(S_y)/2)} = 8.89 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

A partir de  $A_A = \frac{\pi(D_A)^2}{4}$ , y despejando para  $D_A$

$$D_A = \sqrt{\frac{4(A_A)}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(8.89 \times 10^{-7})}{\pi}} = 1.06 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Esto es muy pequeño, lo cual es lógico, pues esta sección no está expuesta a esfuerzos producidos por momentos de flexión o pares de torsión. Por consiguiente, el verdadero diámetro lo determinará el cojinete que soporte la carga radial igual o superior a 67.07 N.

Dimensionado para el Diámetro Crítico (punto C).

El diagrama presentado en la figura 3.6, muestra las diferentes cargas aplicadas al eje principal del reductor de velocidad tipo polipasto. A partir de éste, se observa que el punto C es el crítico y por tanto el punto de análisis para determinar el diámetro mínimo seguro del mismo.

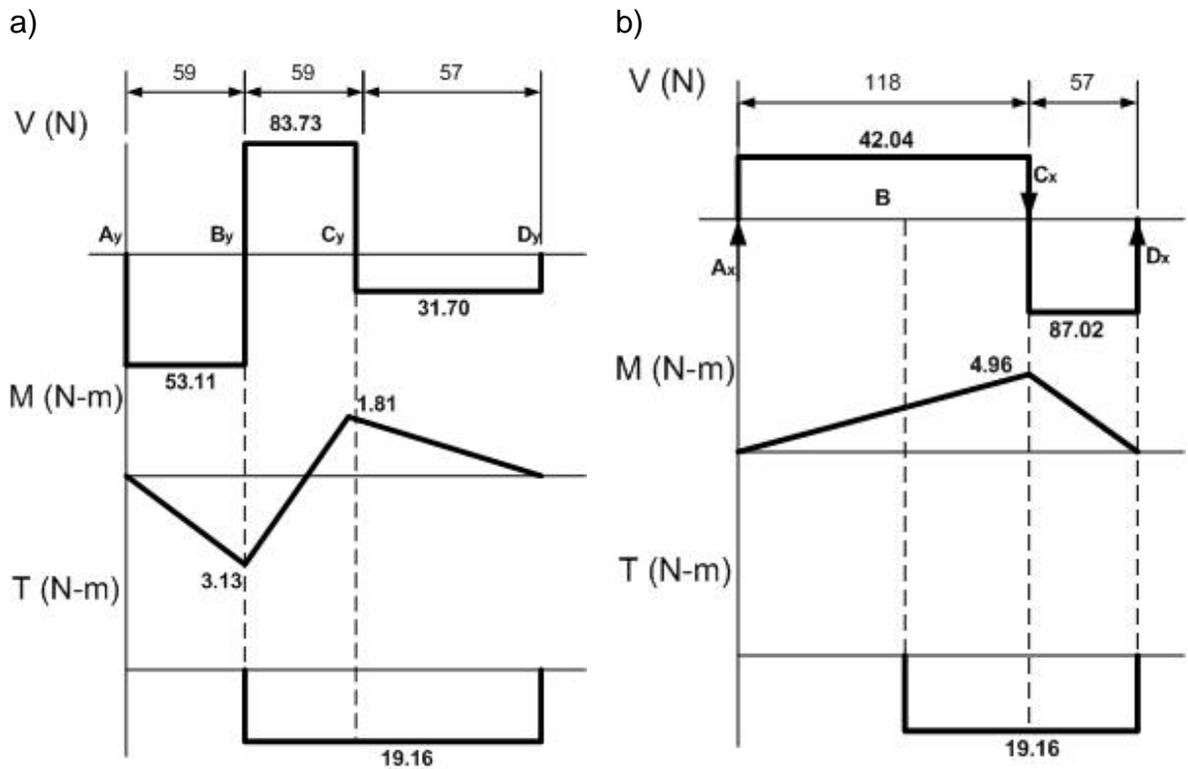
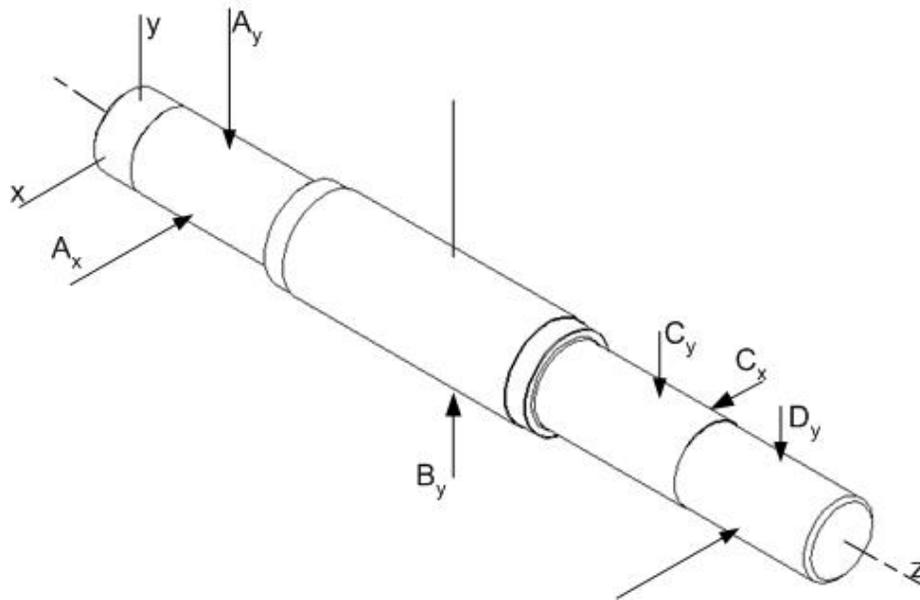


Fig. 3.6 Diagrama de cargas cortantes, momentos flectores y par de torsión, sobre el plano principal (Eje principal). a) plano vertical, b) plano horizontal.

La ecuación siguiente se empleará para determinar el diámetro mínimo en C

$$D_c = \left[ \frac{(32N)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t(M_c)}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T_c}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.17)$$

donde:

$M_c$ , momento de flexión en el punto C en (N-m);  $K_t$ , factor de disminución de la resistencia por concentración de esfuerzos.

$S'n = C_R)(C_S)(S_n)$  límite de resistencia a la fatiga modificado por los factores de confiabilidad de 0.99 ( $C_R = 0.81$ ) y de tamaño  $C_S = 0.85$  (N/m<sup>2</sup>).

cedencia del material (N/m<sup>2</sup>) y por último, el factor de servicio o de seguridad representado por la letra N.

Los datos para evaluar la ecuación (3.17), son los siguientes:

$M_c = 5.28$  N-m;  $K_t = 1.6$  (chavetero de patín) y 3 valor a usar para ranura;

$$S'n = (0.81)(0.85)\left(\frac{S_u}{2}\right) = (0.81)(0.85)\left(\frac{352 \times 10^6}{2}\right) = 119 \times 10^6 \text{ N/m}^2;$$

$T_c = 19.16$  N-m y  $N = 2$ .

Evaluando la ecuación (3.17) para los valores antes presentados, el diámetro mínimo requerido para  $D_c$ , es:

$$D_c = \left[ \frac{(32(2))}{\pi} \sqrt{\left(\frac{3(5.28)}{119 \times 10^6}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{19.16}{352 \times 10^6}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 14.16 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El diámetro de la sección crítica es aproximadamente 14.16mm ( $\approx 9/16$ pulg). Sobre este eje, se montarán diferentes elementos tales como soporte de brida con rodamiento tipo Y, tambor de bobinado de cable y un engrane de talla recta con 88 dientes. Para que cada uno de los elementos mencionados, permanezcan fijos, se debe de fabricar un eje con cambios de sección transversal, y las cuales funcionarán como hombros de apoyo que evitará el desplazamiento axial cuando se este transmitiendo potencia. El resumen con los valores convenientes especificados para las diferentes secciones del eje, se presenta en el plano de detalle del eje.

### Diseño de eje intermedio

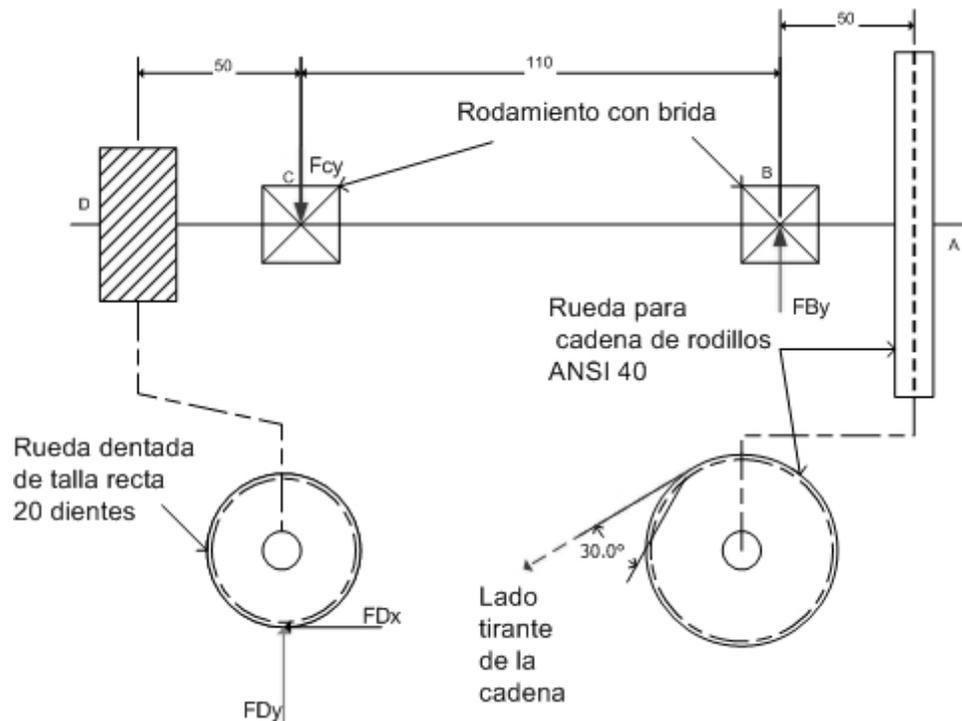


Fig. 3.7 Esquema del eje intermedio. Éste tiene como finalidad transmitir la potencia desde el moto-reductor hasta el eje principal.

La figura 3.7 presenta un esquema general del eje intermedio; al mismo tiempo, se presenta los elementos principales de transmisión de potencia como lo son la rueda dentada para cadena de rodillos y engrane, así como también las chumaceras; estas últimas permiten que el eje gire libremente fijo en su posición.

El procedimiento a seguir para calcular el diámetro mínimo seguro para el eje en cuestión, será similar al seguido para el caso del eje principal; es decir, primero se determinarán todas las fuerzas actuantes en cada uno de los puntos del eje; luego, se calcularán los momentos flectores y pares de torsión representados cada una de éstas en sus respectivos diagramas. El procedimiento a seguir se detalla a continuación.

Primero se asumirá un sistema coplanar y perpendicular en donde el plano vertical es paralelo a la página.

El par de torsión transmitido por el engrane es 3.48 Nm. Con este valor y con el radio de del engrane, la fuerza del lado tenso de la cadena es

$$T_T = F_{\text{cadena}} (r_{\text{catarina}}) \rightarrow F_{\text{cadena}} = \frac{T_T}{r_{\text{catarina}}} = \frac{3.48}{0.08} = 43.57 \text{ Nm} \quad (3.18)$$

Donde  $T_T$ , es el torque transmitido por el piñón de 20 dientes en A, hacia el eje intermedio.

Esta fuerza calculada con en la ecuación 3.18, está orientada  $-30^\circ$  con respecto a la horizontal (ver figura 3.7). Por lo tanto, la componente de la tensión de la cadena en sus partes componentes X y Y, son:

$$F_{Ax} = F_{\text{cadena}} \cos(-30) = 43.57 * 0.87 = 37.73 \text{ N} \quad (3.19)$$

$$F_{Ay} = \sqrt{F_{\text{cadena}}^2 - F_{Ax}^2} = \sqrt{43.57^2 - 37.73^2} = 21.79 \text{ N} \quad (3.20)$$

Para calcular las reacciones en cada uno de los apoyos (B y C), primero se hará momento con respecto B; luego, se comprobara con una  $\sum F_y = 0$ .

Haciendo momento con respecto a B (sentido horario positivo)(Fig. 3.7), la componente vertical de la reacción en C ( $F_{Cy}$ ), es:

$$-21.78 * 0.05 + F_{C_y} * 0.110 - 31.70 * 0.160 = 0 \quad (3.21)$$

$$F_{Cy} = 56.01\text{N}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en Y, e igualando ésta a cero, la componente vertical de B ( $F_{By}$ ), es

$$\begin{aligned} -F_{Ay} + F_{By} - F_{Cy} + F_{Dy} &= 0 \\ -21.79 + F_{By} - 56.01 + 31.70 &= 0 \\ F_{By} &= 46.10\text{N} \end{aligned} \tag{3.22}$$

Para hallar la componente X de las reacciones B y C, se tomará momento con respecto a B y C, y los resultados de comprobarán haciendo  $\sum F = 0$ . Con respecto a B, el momento es

$$\begin{aligned} \sum M_{Bx} &= 37.73 * 0.05 + F_{cx} * 0.110 - 87.09 * 0.160 = 0 \\ F_{cx} &= 109.53\text{N} \end{aligned} \tag{3.23}$$

Con la reacción en C en la dirección X (3.23), la componente de B en dirección X, es

$$\begin{aligned} F_{Ax} - F_{Bx} - F_{Cx} + F_{Dx} &= 0 \\ 37.73 - F_{Bx} - 109.53 + 87.09 &= 0 \\ F_{Bx} &= 15.29\text{N} \end{aligned} \tag{3.24}$$

En la tabla 3.1, se presenta el resumen de las cargas que actúan sobre el eje intermedio.

Tabla 3.1 Tabla con el resumen de las cargas sobre el eje intermedio.

Punto A		Punto B		Punto C		Punto D	
Fx=37.73	Fy=-21.79	Fx=-15.29	Fy=46.10	Fx=-109.53	Fy=-56.01	Fx=87.09	Fy=31.70
F <sub>A</sub> = 43.57		F <sub>B</sub> =48.57		F <sub>C</sub> =123.07		F <sub>D</sub> =92.68	

Habiendo determinado el valor numérico de cada una de las componentes para cada reacción, se procederá a construir el diagrama de momento cortante y momento flector para cada uno de los planos analizados (fig. 3.8).

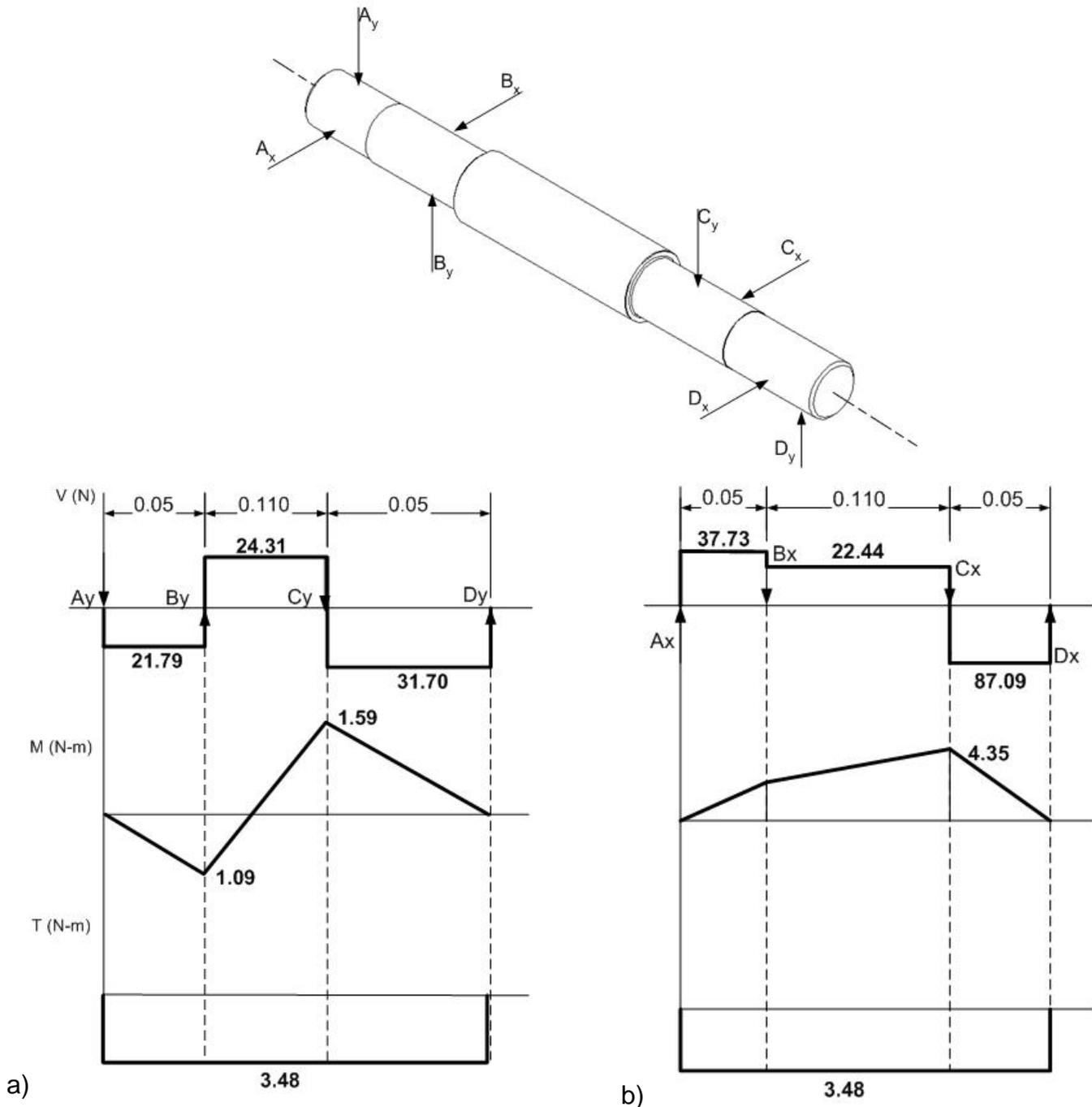


Fig. 3.8 Diagrama de fuerzas cortantes, momentos flectores y par de torsión, del eje intermedio. a) Plano horizontal b) plano vertical.

Proyectando el eje en cuanto a resistencia, se probará un acero AISI 1020; las propiedades mecánicas para este material son

$$S_y = 352 \text{MPa}; S_u = 420 \text{MPa}; S_n = \frac{S_u}{2} = \frac{420}{2} = 210 \text{MPa}$$

Como ambos diagramas se corta en C, ésta es la sección de máximo torque y momento flector, calculando la magnitud de éste último haciendo la suma vectorial de las componentes antes calculadas;

$$M_c = \sqrt{M_{cx}^2 + M_{cy}^2} = \sqrt{(4.35)^2 + (1.59)^2} = 4.63 \text{ Nm} \quad (3.25)$$

El momento flector calculado produce esfuerzos variables sobre todo el material, por lo que se deberá de calcular cada uno de los factores que afectan la resistencia a la fatiga del material. Estos factores son: el coeficiente de tamaño,  $C_s$ , el cual tiene un valor de 0.85; en esta sección no existen chaveteros ni cambios de sección, por lo que el factor de concentración de esfuerzos,  $K_t$ , es igual a la unidad; para un factor de confiabilidad del 99%,  $C_R = 0.81$ .

Con todos los factores calculados, la resistencia a la fatiga modificada es

$$S'_n = S_n(C_s)(C_R)(K_t) = 210 \times 10^6 (0.85)(0.81)(1) = 144.59 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Para determinar la sección mínima del elemento, se hará uso de la ecuación general para combinación de esfuerzos variables. Esta ecuación tiene la siguiente forma:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.26)$$

donde:

$$s_e \text{ (esfuerzo equivalente)} = \frac{S_n}{S_y} s_m + K_f s_a; s_{es} \text{ (esfuerzo equivalente por}$$

$$\text{cortante)} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} s_{ms} + K_{fs} s_{as}; s_m = \text{esfuerzo nominal obtenido por } F_m/A, \text{ es}$$

$$\text{proporcional a } F_m/A \text{ o } \frac{M_m c}{I}; s_a = \text{esfuerzo variable, se obtiene de } F_a/A,$$

$$\text{es proporcional a } F_a/A \text{ o } \frac{M_a c}{I}; K_f \text{ y } K_{fs} = \text{coeficientes de reducción de}$$

resistencia debidos a las concentraciones de esfuerzos;  $s_m$  = esfuerzo medio de cizalladura o torsión;  $s_n$  = resistencia a la fatiga;  $s'_n$  = límite

de reducción de fatiga  $\frac{S_U}{2}$ ;  $s_{ys}$  = esfuerzo de cendencia por

cortante  $0.6 (S_y)$ ;  $s_{ns}$  = resistencia a la fatiga en cizalladura, carga

invertida o alternada  $0.6 \left( \frac{S'_n}{2} \right)$ .

Para evaluar la ecuación (3.25), y encontrar así el diámetro mínimo requerido para el eje en análisis, se procederá a calcular uno de los esfuerzos equivalentes que componen dicha ecuación

$$s_e = \frac{S_n}{S_y} s_m + K_f s_a = 0 + \frac{K_t (M_c c)}{I} = \frac{1(4.63)32}{\pi(D_c)} \quad (3.27)$$

Dado que el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, el esfuerzo medio vale cero, y el esfuerzo equivalente únicamente es función del esfuerzo variable ( $s_a$ ). La magnitud de cada uno de estos factores no es presentada.

Para el cálculo del esfuerzo equivalente por cortante, se observa que el par de torsión es el mismo para toda la longitud del eje: la potencia se transmite desde el punto A hasta el punto D. Por lo que la ecuación del esfuerzo equivalente por cortante queda de la siguiente manera:

$$s_{es} = \frac{s_{ns}}{s_{ys}} s_{ms} + K_{fs} s_{as} = \frac{0.6 \left( \frac{s_u}{2} \right)}{0.6(s_y)} \left( \frac{T(16)}{\pi D_c} \right) + 0 = \frac{126 \times 10^6}{211 \times 10^6} \left( \frac{3.48(16)}{\pi D_c} \right) \quad (3.28)$$

Sustituyendo los resultados de las ecuaciones (3.26) y (3.27) en (3.25), se obtiene una ecuación en función del diámetro requerido. Para un factor de servicio igual a 2, este diámetro queda

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{1(4.63)32}{\pi(D_c)} \right)^2 + \left( \frac{126 \times 10^6}{211 \times 10^6} \left( \frac{3.48(16)}{\pi D_c} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{16}{\pi D_c^3} (4.10 \times 10^{-15} + 0.27 \times 10^{-15})^{\frac{1}{2}}$$

$$D_c = 8.77 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Según el resultado anterior, un eje de diámetro igual a 8.0 mm (5/16 pulg.) sería un diámetro satisfactoria en cuanto a resistencia. El diámetro final estará determinado por el diámetro interior del cojinete con una capacidad de carga dinámica igual o superior a la fuerza resultante en cada apoyo (punto B y C).

La ecuación (3.25) difiere de la que se utilizó para determinar el diámetro del eje principal, dado que ésta es un caso particular para un eje bajo ciertas condiciones, por ejemplo, un torque constante. La ecuación (3.25) es ampliamente utilizada en diseño de árboles (ejes de transmisión de potencia), debido a que, ésta incluye o prevé un mayor número de condiciones que un eje o elemento de máquina puede estar expuesto durante su vida de servicio.

## Diseño de Engrane y Piñón

Luego de haber determinado el diámetro crítico para cada uno de los ejes (principal e intermedio), se continuará con el diseño de los elementos cilíndricos y dentados (ver figura 3.8) que se emplearán para transmitir movimiento y potencia entre ambos ejes. El proceso general de diseño se detalla a continuación.

Como punto de partida se retomará el valor de la relación de velocidad entre ambos ejes, ésta fue calculada en la ecuación (5) y tiene un valor de 4.4. A partir de la figura 4, anexos 8, se observa que la velocidad y la potencia es muy baja si se compara con la especificada en dicha tabla, por lo que bastará con un paso diametral ( $P_d$ ), inclusive de 24 (módulo 1), para que el desempeño del engrane sea satisfactorio.

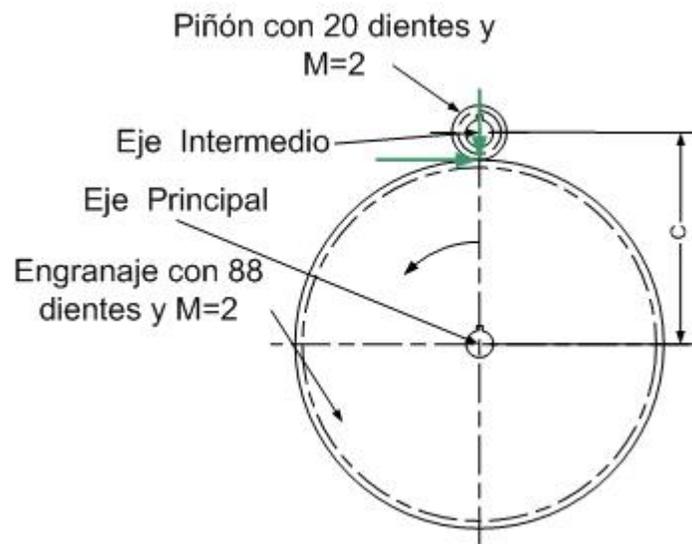


Figura 3.9. Esquema de una par se engranajes de talle recta.

Sin embargo, al utilizar este valor de  $P_d$ , se tendrán dificultades en cuanto a espaciamiento entre la polea para bobinado de cable y el eje intermedio; es decir, se tendrá una distancia insuficiente entre centros de cada elemento. Este inconveniente es solventado al elegir un  $P_d$  inmediato superior, es decir 12 (módulo 2) y ángulo de presión de  $20^\circ$ .

Uno de los objetivos es hacer un diseño compacto, para esto se asumirá un número de dientes para el piñón un poco mayor al mínimo permitido de 12, y que asegure que no habrá interferencia. Por lo que se utilizará un  $N_p = 20$ .

utilizando las ecuaciones básicas para la relación de velocidad, el número de dientes para el engranaje es

$$VR = 4.4 = \frac{N_g}{N_p} = \frac{N_g}{20} \rightarrow N_g = 4.4(20) = 87.49 \approx 88 \text{ dientes}$$

Cálculo de los diámetros de paso en cada rueda

$$\begin{aligned} D_p &= N_p * M = 20(2) = 40\text{mm} \\ D_g &= N_g * M = 88(2) = 176\text{mm} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Estos diámetros corresponden a un piñón y un engrane de aproximadamente  $1 \frac{5}{8}$  pulg y 7 pulg., respectivamente.

Ahora que se tiene cada diámetro de paso para cada elemento, se debe especificar la distancia entre centros; ésta distancia deberá ser mayor que el radio del tambor de bobinado de cable metálico ( $C > 76.2 \text{ mm}$  [3 pulg]).

$$C = \frac{(N_p + N_g)}{2(P_d)} = \frac{(20 + 88)}{2(12)} = 4.5 \text{ pulg (114.3 mm)} \quad (3.30)$$

El resultado es satisfactorio, dado que cumple con la restricción establecida al final del párrafo anterior.

Cálculo de la velocidad de línea de paso (velocidad tangencial)

$$V_t = \frac{\pi(D_p)n_p}{60000} = \frac{\pi 40(6.12)}{60000} = 12.82 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.31)$$

Cálculo de la carga transmitida o soportada sobre el diente del piñón

El par necesario para elevar la carga (carro porta conjunto de temple), ya fue calculada y tiene un valor de 9.58 Nm, por lo que la fuerza tangencial sobre el engrane de 88 dientes, es

$$T = F * r_{\text{rueda dentada con 88 dientes}}$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{9.58}{0.088} = 108.86 \text{ N} \quad (3.32)$$

Esta fuerza corresponde a la fuerza tangencial que el piñón le ejerce al engrane y viceversa.

Con este resultado y utilizando la ecuación de Lewis Modificada, se puede calcular el esfuerzo en los dientes del engrane, que para el piñón, la ecuación de Lewis modificada, es

$$S_t = \frac{F_t * K_a * K_s * K_m * K_B}{F_{\text{cara}} * M * J_p * K_v} \quad (3.33)$$

donde:

$K_a$  = factor de aplicación para la resistencia a la flexión

$K_s$  = factor de tamaño para la resistencia a la flexión

$K_m$  = factor de distribución de la carga para la resistencia a la flexión

$K_B$  = factor de espesor de la corona

$K_v$  = factor dinámico para la resistencia a la flexión.

$J_p$  = factor de geometría (fig 2, anexo 8)

La ecuación de Lewis es ampliamente usada dado que ésta considera la mayoría de las condiciones que puede afectar la vida de servicio de éste elemento mecánico. Por lo tanto, se buscará cada factor para evaluar la ecuación (3.33)

⊕ La fuente de potencia será un motor eléctrico, se prevé que la carga será uniforme,  $K_a$  igual a 1

- ⊕ El módulo de la freza con que se maquinará en piñón será  $m= 2$ , así, según la tabla 1, anexo 8, el factor de tamaño sugerido, es  $K_s$  igual a 1
- ⊕ La relación entre el ancho de cara y diámetro de paso, auxiliándose de la tabla 11-27, es igual a 0.5 (20/40) para un engranaje tipo abierto (sin cubierta),  $K_m$  e igual a 1.82
- ⊕ En piñón tendrá la forma de un disco sólido (sin rayos) ( $K_B$ )=1
- ⊕ Factor dinámico para la resistencia a la flexión. ( $K_v$ )
- ⊕ Se supondrá un número de calidad de 6; es decir, un engrane con acabado superficial aceptable. De la tabla 3, anexo 8, y para un velocidad tangencial igual a  $10.6 \times 10^{-3}$  m/seg,  $K_v$  igual a 1.
- ⊕ Factor geométrico (J). Para un número de dientes del piñón igual a 20 y 88 para el engrane, de la tabla 2, anexo 8,  $J = 0.340$ .

Evaluando cada uno de estos factores en la ecuación de Lewis (3.33)

$$s_{tp} = \frac{1(108.86)(1)(1)1.82}{1(20)(2)(0.340)} = 14.59 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Partiendo del resultado anterior, se seleccionará un material cuyo esfuerzo de fluencia sea superior al esfuerzo calculado.

Las aleaciones de acero tales como: AISI 1020, 1045, 1050, 4340, 4720, 4620, 4320, 4820, 5120 y 8620 entre otra variedad de aceros, son generalmente empleados para la fabricación de engranajes. Los engranajes después de ser maquinados son tratados térmicamente, con esto se aumenta la resistencia del elemento y por lo tanto prolonga su vida de servicio. Sin embargo, para el par de engranajes diseñados, el esfuerzo y la velocidad de trabajo no son muy elevados, y por lo tanto no justifica la elección de uno de los materiales metálicos presentados con anterioridad y mucho menos un tratamiento térmico ulterior. Así, Una aleación AISI 1020, será satisfactoria.

Un material alternativo a la aleación seleccionada, será una aleación grado ASTM A-36, éste es un acero estructural; se pueden obtener en una gran variedad

perfiles estructurales, placas y láminas; es muy dúctil y tiene una resistencia de fluencia,  $S_y$ , de 248 MPa (36kPsi).

En el caso de que no se encuentre en el mercado nacional, un barra cilíndrica de acero AISI 1020 de aproximadamente 8 pulg de diámetro para la fabricación del engrane de 88 dientes, una placa de espesor adecuado grado ASTM A-36, será una elección satisfactoria.

### 3.4.2 Diseño de transmisión por cadena de rodillos (reductor de velocidad tipo polipasto)

Entre una gran variedad de conectores flexibles para transmitir potencia, la cadena de rodillos es la que más se utiliza. Una de las principales ventajas es su casi nulo deslizamiento que hace que este componente sea indispensable cuando se requiere exactitud y sincronía de movimientos. En la figura 3.10 se presenta un esquema de la transmisión por cadena.

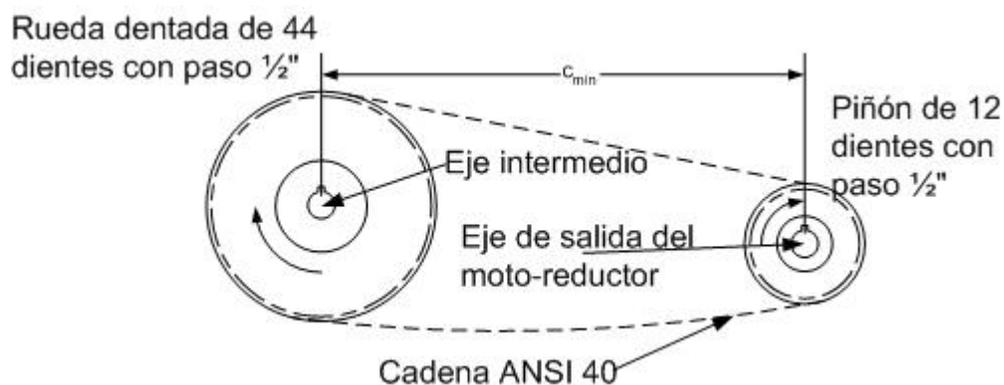


Figura 3.10 Esquema de una transmisión por cadena tipo ANSI 40.

La transmisión por cadena se utilizará para comunicarle movimiento de giro y transmitir potencia, desde el eje de salida del reductor hasta el eje intermedio, el cual transmitirá movimiento de giro hasta el eje principal y por ende al tambor de enrollamiento, ya que este va solidario al eje.

Para elevar el carro, se necesita una potencia aproximada de  $1.8 \times 10^{-3}$  Hp (sin considerar la inercia de los elementos móviles). Sin embargo, el moto-reductor que se pretende instalar, manejará una potencia de 1/15 Hp. Ésta potencia fraccional

sobrepasa la potencia requerida por el sistema, sin embargo, éste valor de potencia es la que se ocupará en los cálculos que la involucren.

Un parámetro importante a tomar en cuenta durante la sección de la cadena, es la relación de velocidad entre el eje de salida del reductor y el intermedio, ésta ya fue estimado, y tiene una magnitud de  $RV = n_{engrane}/n_{eje\ intermedio} = 3.68$

Todas las especificaciones que se dan a continuación se basan en la velocidad de la rueda dentada más pequeña (eje de salida del reductor).

Como primer paso, de la tabla para cadenas de rodillos, se elegirá una cadena ANSI 40, como prueba para el diseño, para luego evaluar las condiciones de trabajo del equipo. Así, de la tabla 17.7, [4], un torque constante, y además un tiempo de servicio menor a 6 hora por día, el factor de servicio es 1.6; con este factor, la potencia de diseño, para un motor eléctrico de torque normal proyectado para que funcione menos de 6 horas al día, su potencia de diseño es  $1.6 (1/15\ Hp) = 0.11\ Hp$

Con la potencia de diseño y la velocidad del piñón, el número de dientes del piñón se puede obtener de la tabla 13.4, [3] la cual da la capacidad de potencia para una cadena de rodillos; así, para un sólo tramo, la cadena ANSI 40 con paso de 12.5 mm ( $\frac{1}{2}$  pulg), parece ser la más adecuada.

Una rueda con 12 dientes girando a 25 rpm, transmitirá una potencia de 0.14 Hp, esto supera por más de tres veces la potencia de diseño calculada; por lo tanto, la elección es satisfactoria.

La relación de velocidad entre el eje de salida del reductor y el eje intermedio, es

$$RV = \frac{22.5}{6.12} = 3.68$$

Con esta relación de velocidad y el número de dientes del piñón, el número de dientes en la rueda de rodillos, se obtiene de la siguiente manera

$$\frac{N_g}{N_p} = 3.68 \rightarrow N_g = 3.68 * 12 = 44.12 \approx 44 \text{ dientes}$$

Cálculo de la velocidad tangencial del piñón

$$V_{\max(\text{piñón})} = \frac{PN_p n}{12} = \frac{0.5(12)(22.5)}{12} = 11.25 \text{ fpm}$$

Esta velocidad está muy por debajo de la velocidad límite que se presenta en la tabla 17.8, de la referencia [3]. Por lo tanto, la elección de un con 12 dientes es satisfactoria.

Cálculo de los diámetros de paso

$$D_p = \frac{PN_p}{\pi} = \frac{(\frac{1}{2} * 12)}{\pi} = 1.91 \text{ pulg} \quad (3.34)$$

$$D_g = \frac{PN_p}{\pi} = \frac{(\frac{1}{2} * 44)}{\pi} = 7 \text{ pulg}$$

Los diámetro anteriormente calculados, corresponden a diámetros de paso de 49 mm y 178 mm, respectivamente.

Cálculo de la distancia central teórica

La distancia entre centros de las transmisiones por cadena pueden ser relativamente corta, pero es deseable un envolvimiento, en el piñón, de 120°; esto se cumple para distancia mínima que se pueden separar los ejes.

La distancia central mínima está dada por la siguiente ecuación:

$$C_{\min} = \frac{(D_g + D_p)}{2}; \text{ es decir, } C_{\min} = 113.5 \text{ mm } (\approx 4 \frac{1}{2} \text{ pulg}) \quad (3.35)$$

Para calcular la distancia nominal entre centros en pasos de cadena, primero se tomará como distancia de prueba la equivalente al doble del valor calculado en la ecuación anterior (dos veces la distancia entre centros mínima), luego, ésta se dividirá entre el paso de la cadena. El cálculo es el siguiente:

$$113.5(2) = 227\text{mm}$$

$$\text{Distancia entre centros en pasos de cadena} = \frac{227}{P} = \frac{227}{12.75} = 17.8 \text{ pasos de cadena}$$

Se tomará como distancia un número de pasos entero, es decir 18.

Con este dato, la longitud del la cadena es

$$L = 2(C) + \frac{N_g + N_p}{2} + \frac{(N_g - N_p)^2}{4\pi^2(C)} \quad (3.36)$$

$$L = 2(18) + \frac{44 + 12}{2} + \frac{(44 + 12)^2}{4\pi^2(18)} = 68.4 \text{ pasos}$$

Especificando un número entero de paso para la longitud de la cadena de 68, la distancia central teórica es

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_g + N_p}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_g + N_p}{2} \right]^2 - \frac{8(N_g - N_p)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[ 68 - \frac{44 + 12}{2} + \sqrt{\left[ 68 - \frac{44 + 12}{2} \right]^2 - \frac{8(44 - 12)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (3.37)$$

$$C = 19.3 \text{ pasos} = 19.3(0.5) = 9.66 \text{ pulg.}$$

Lo que corresponde a una distancia entre centros de aproximadamente 246 mm.

#### Resumen de resultados

Para la transmisión, se utilizará una cadena de rodillo ANSI 40, paso de ½ pulg y 96 pasos que corresponden a una distancia de 1.73 m (68 pulg) de longitud.

También, se usará una rueda dentada para cadena de rodillos ANSI 40, de 44 dientes, un tramo, paso de ½ pulg y con un diámetro de paso de 178 mm (7 pulg)

Y una rueda dentada con 12 dientes ANSI 40, un solo tramo, paso de ½ pulg y diámetro de paso igual a 49 mm ( $1\frac{15}{16}$  pulg).

#### 3.4.3 Selección de cable metálico

En el análisis estructural se definió el tipo de sistema que se utilizara para elevar el carro transportador del conjunto para temple. Éste sistema será de tipo polipasto (ver Fig. 3.2), y su funcionamiento será similar al de un elevador convencional por cable.

Se requiere de un cable metálico muy flexible, que resista la carga de tracción que será impuesta por toda la carga a elevar, así como también la carga de flexión que se producirá cuando el cable pasa sobre la polea. Para todas estas condiciones, se evaluará el comportamiento de un cable galvanizado 6x19 y 1/8 de pulgada de diámetro. Se elige este cable dada su buena flexibilidad, resistencia moderada al desgaste y precio por unidad de longitud.

Éste producto es distribuido por ferreterías FREUND.

#### Procedimiento de selección

El peso total de la carga a elevar es de 50 kg (110 lb). Esto incluye el peso del carro y Contrapeso.

La fuerza necesaria para acelerar la carga desde reposo hasta una velocidad de diseño de  $2.54 \times 10^{-3}$  m/s, es igual a 136.84 N (30.75 lb). Esta fuerza incluye el efecto de inercia por la aceleración del sistema.

Con estos datos, se dará inicio a la determinación del esfuerzo de tensión de trabajo (St).

$$s_t = \frac{T}{A_m} = \frac{T}{0.4(D_{cab})^2} = \frac{136.84N}{0.4 * (\frac{1}{8}) * (0.0254)^2} = 33.9 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \quad (3.38)$$

De la tabla 18.7, [5], se obtiene la resistencia permisible para este material

$$S = 641.2 \text{ MPa } (93 \times 10^3 \text{ psi}).$$

Luego, al evaluar el cable a base de condición estática, el factor de seguridad es:

$$N = \frac{S_{adm}}{s_t} = \frac{641.2 \times 10^6}{33.9 \times 10^3} = 18.9 \quad (3.39)$$

El factor es superior al mínimo recomendado para este tipo de sistema el cual es según [2], igual a 5; por lo tanto, para condiciones estáticas, no se esperará que el cable falle. Sin embargo, durante el funcionamiento del sistema, el cable no sólo estará sometido a esfuerzo de tracción (T), sino que también se presentarán esfuerzos por flexión al doblarse el cable sobre el canal de la polea.

El esfuerzo por flexión ( $s_b$ ), al que estará sometido el alambre al pasar por la polea, es:

$$s_b = \frac{E * D_{alam}}{D_{pol}};$$

donde:

$D_{alam}$  =diámetro del alambre.

$D_{pol}$ ,=diámetro mínimo de polea.

$E$  =módulo de elasticidad del cable metálico.

De la tabla AT 28, referencia [4], el diámetro deseable para una polea es  $45d_w$ , en consecuencia, para un cable de 3.18 mm (1/8 pulg) de diámetro, el diámetro deseable para la polea es de 143 mm ( $5\frac{5}{8}$  pulg). Siempre en la tabla AT 28, [4], el diámetro de un alambre es  $d_r = 0.0625 (d_w) = 0.0625 (1/8) = 0.198$  mm. Para determinar el esfuerzo por flexión, primero se deberá evaluar la relación entre el diámetro de un alambre, y el diámetro nominal de la polea. Si esta relación es mayor que 400 [5], el cable no sufrirá deformación permanente. Para una polea de 143 mm y un cable con alambre de diámetro igual 0.198 mm, la relación polea diámetro de alambre, es

$$\frac{D_{pol}}{d_r} = \frac{143}{0.198} = 722; \quad (3.40)$$

El resultado de la ecuación anterior es mayor que el valor límite de 400; por lo tanto, no habrá deformación plástica, y el cable funcionará en forma segura.

El esfuerzo de flexión, es

$$s_b = \frac{E * d_w}{D_{pol}} = \frac{(12 \times 10^6 \text{ psi})(0.198)}{143} = 16.62 \times 10^3 \text{ psi} \quad (3.41)$$

El factor de seguridad es:  $N = \frac{93 \times 10^3 \text{ psi}}{16.62 \times 10^3 \text{ psi}} = 5.6$

El factor de seguridad que se obtuvo en el cálculo anterior, es ligeramente mayor que el recomendado de 5, para cables en sistemas de elevación; por lo tanto, la elección del cable galvanizado 6x19 y 1/8 pulg de diámetro, es satisfactoria en cuanto a esfuerzos por flexión.

### 3.4.4 Análisis del sistema transportador del conjunto de temple (carro).

El detalle del funcionamiento del sub-sistema transportador fue explicado en la síntesis estructural de la máquina, así como también el cálculo para la selección del cable metálico de arrastre. Ahora -y siguiendo siempre el orden lógico para diseño de la máquina- se continúa con la evaluación de las partes más críticas que compondrán al sub-sistema transportado; además, se seleccionaran los materiales con los que se prevé será construido; y por último, se dimensionarán las partes previamente analizadas.

Para el diseño se comenzará por determinar la reacción normal sobre cada rodillo que mantiene al carro sobre el riel o guía vertical; luego se determinará el coeficiente de fricción mediante el cual se determinará si los rodillos giran o se deslizan sobre el riel. Posteriormente, se dimensionará el diámetro del muñón que funcionará como pasador en cada uno de los rodillos.

En la figura 3.11 se presenta un bosquejo del carro y sus partes principales, así como también las reacciones sobre sus rodillos.

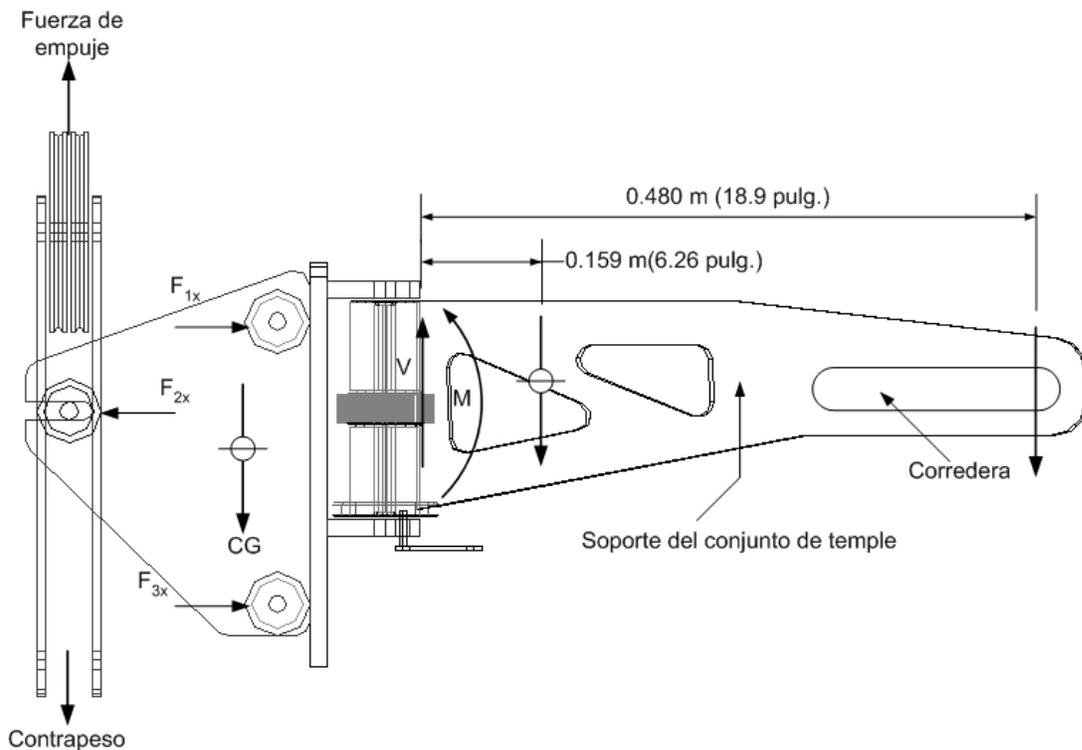


Figura 3.11. Diagramas de cuerpo libre del carro transportador del conjunto de temple (boquillas).

Cálculo de la fuerza normal en cada rodillo

Tomando como referencia la figura 3.11, la sumatoria de fuerzas en dirección horizontal (x), resulta

$$\rightarrow \sum_{+} F_x = 0 \quad (3.41)$$

$$N_{ax} - N_{bx} + N_{cx} = 0 \quad (3.42)$$

Todo el análisis se hará para condiciones críticas, es decir, un instante después de que el carro se ha puesto en movimiento; así, mientras que la magnitud para cada una de las reacciones  $N_{bx}$  y  $N_{cx}$ , se incrementa hasta un máximo durante este instante, la reacción  $N_{ax}$  decrece hasta un mínimo sin perder el contacto con el riel guía.

Si se asume que la magnitud de  $N_{ax}$  es una fracción de  $N_{bx}$ ; ejemplo 0.4 (valor de diseño), sustituyendo en la ecuación (3.42), ésta se puede expresarse de la siguiente manera

$$\begin{aligned} 0.4 * N_{bx} - N_{bx} + N_{cx} &= -0.6 * N_{bx} + N_{cx} = 0 \\ \text{ó} & \\ N_{cx} &= 0.6 * N_{bx} \end{aligned} \quad (3.43)$$

Dividiendo la ecuación (3.43) por  $N_{ax} = 0.4 * N_{bx}$ , se obtendrá la siguiente relación

$$\frac{N_{cx}}{N_{ax}} = \frac{0.6N_{bx}}{0.4N_{bx}} = 1.5 \quad \text{o} \quad N_{cx} = 1.5N_{ax}$$

Para encontrar el valor numérico de cada una de las incógnitas, se requiere de otro grupo de ecuaciones las cuales se obtendrán haciendo momento con respecto a “b”

$$N_{ax}(0.065) - N_{cx}(0.135) + (0.247)W_{\text{carro}} + m\bar{a}(0.247) = \bar{I}\alpha = 0$$

Donde la cota 0.247, corresponde a la distancia desde "b", hasta el centro de gravedad del carro.

Para una masa del carro de  $\frac{246.31 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 25.11 \text{ kg}$ , y una aceleración de  $1.27 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ , la

ecuación (3.44) queda de la siguiente manera

$$N_{ax}(0.065) - N_{cx}(0.135) = 60.85 \quad (3.44)$$

Sustituyendo el resultado anterior en (3.43), y resolviendo para  $N_{ax}$

$$N_{ax} = 440.94 \text{ N}$$

A partir de este resultado, la magnitud de  $N_{bx}$  y  $N_{cx}$  es  $1.10 \times 10^3 \text{ N}$  y  $661.41 \text{ N}$  respectivamente.

Determinación de la fuerza tangencial sobre el rodillo

El movimiento del rodillo será de tipo rotacional centroidal ya que todo él girará con respecto a un punto fijo que coincidirá con su centro geométrico, e idealmente, con su centro de masa. Como la aceleración es equivalente a cero, las fuerzas efectivas en el rodillo se reducen al par de momento  $\bar{I}\alpha$ ; por lo que las fuerzas externas que actúan sobre el rodillo en rotación equivalen al par de momento  $\bar{I}\alpha$ .

El par de momento con respecto al centro del rodillo (G), es:

$$\Sigma M_G = \bar{I}\alpha \quad (3.45)$$

donde:

$\bar{I}$  = momento de inercia del rodillo ( $0.341 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ )

$\alpha$  = aceleración angular.

La aceleración lineal está relacionada con la aceleración angular mediante  $\bar{a} = r \bar{\alpha}$ , que para las dimensiones del rodillo, diámetro del eje es 0.045 m y  $a = 1.27 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$  por lo que la aceleración angular tiene una magnitud de  $56.44 \times 10^{-3} \text{ rad/s}^2$ .

Sustituyendo estos valores en (3.45), la fuerza tangencial en "a" es

$$F_{\text{tay}} \left( \frac{0.045}{2} \right) = (0.341 \times 10^{-3}) (56.44 \times 10^{-3})$$
$$F_{\text{tay}} = 0.855 \times 10^{-3} \text{ N}$$

Con la magnitud encontrada, el coeficiente de fricción entre la columna y el rodillo puede ser obtenido mediante la siguiente relación:

$$F_{\text{tay}} = K N_{\text{ax}} \quad (3.46)$$

Despejando k, queda

$$K = \frac{F_{\text{tay}}}{N_{\text{ax}}} = \frac{0.844 \times 10^{-3}}{440.94} = 1.94 \times 10^{-3}$$

Según la referencia [22], el coeficiente de fricción mínimo para acero sobre acero es igual a 0.15. Por lo tanto, la fuerza que marcará el límite entre el giro y el deslizamiento del rodillo es

$$F_{\text{max}} = K_s (N_{\text{ax}}) = 0.15(440.94\text{N}) = 66.14\text{N}$$

Como  $F_{\text{tay}} < F_{\text{máx}}$ , el rodillo girará en toda la superficie del eje guía.

## Determinación del diámetro mínimo para el pasador del rodillo

Para determinar el diámetro del muñón del rodillo, primero se determinará la fuerza resultante de corte; luego de esto, y haciendo uso de la ecuación (3.16), se calculará el diámetro mínimo seguro. El diámetro resultante se usará como referencia para calcular el diámetro verdadero.

Calculada la fuerza normal y tangencial en cada uno de los rodillos, se procede a calcular la fuerza resultante sobre cada rodillo. La magnitud resultante se introducirá en la ecuación (3.16) y luego se resolverá para A (área de sección transversal).

Dado que el rodillo girará alrededor de un muñón fijo al carro (ver figura 3.11), cuando el rodillo rueda, habrá fricción que producirá desgaste en ambos elementos. Para disminuir el desgaste interno del rodillo, se le colocará en su interior un buje (bushing) hecho de un material que presente buenas propiedades para evitar pegarse o adherirse al muñón; además, éste deberá poseer buena conductividad térmica.

Los muñones deberán de tener buena resistencia mecánica y dureza; por lo tanto, el material debe presentar una favorable respuesta al temple.

Planteado lo anterior, se procede a evaluar el desempeño del material AISI 1045 para la fabricación de los muñones para los rodillos; también, se contempla utilizar un material con igual o menor resistencia que el material utilizado en la columna guía del carro. Los detalles sobre las dimensiones y demás especificaciones, se presentan en los planos constructivos.

Siguiendo con el dimensionamiento de la sección transversal del muñón, a continuación se calculará la fuerza resultante a la cual se somete el muñón del rodillo "b". (ver diagrama de cuerpo libre, figura 3.10.1)

$$V = R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + T^2} = \sqrt{(1.10 \times 10^3)^2 + (545.35)^2} = 1.23 \times 10^3 \text{ N}$$

Dado las condiciones de carga a las que se someterá el muñón (cortante puro), el diámetro se determinará directamente resolviendo para el área la ecuación

(3.16). Así, aplicando un factor de servicio de 2, el diámetro mínimo seguro del muñón quedará

$$\frac{0.557(S_y)}{(N)} = \frac{4(V/2)}{3(A)} = \frac{0.557(600 \times 10^6)}{2} = \frac{4(1.23 \times 10^3 / 2)}{3(A)}$$

Sustituyendo y resolviendo para A

$$A = 4.91 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Luego, el diámetro del muñón es

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = 4.91 \times 10^{-6}$$

$$D = 2.50 \times 10^{-3} \text{ m} \approx (1/8 \text{ pulg})$$

Conclusiones sobre el diseño

Como el diseño está en base a resistencia, el diámetro aunque es muy pequeño, pero resistirá en base a resistencia. Sin embargo, una pieza de tales dimensiones presentará riesgo de falla por falta de rigidez, es decir, el elemento tenderá a flexionarse con la carga; así, dado que este elemento es crítico para el funcionamiento del sub-sistema transportador, y por lo tanto de toda la máquina, el diámetro final será razonablemente más grande y de otro material en caso de no haber en el mercado nacional el material que se propone (ver dibujo en plano general).

### **3.4.5 Diseño de la soldadura del soporte articulada porta conjunto de temple**

Siempre en el diseño del carro, la soldadura que unirá a cada soporte porta conjunto de temple a la bancada del carro, será analizada en esta sección. Ambos elementos se presentan en el plano 4. La función principal de dicha unión por

soldadura eléctrica será: alojar las antorchas de calentamiento y boquillas hidráulicas permitiendo el ajuste adecuado de la separación entre la boquilla y la superficie de la pieza a calentar.

Para controlar el ajuste de esta separación, cada soporte tendrá una ranura pasada a través de la cual el conjunto de temple se podrá desplazar por toda la longitud de la misma; también, el conjunto de temple podrá girar sobre un pivote que servirá como apoyo. Paralelamente a esto, la distancia también se podrá ajustar girando el soporte con respecto a su base que, precisamente, coincide con el punto de unión entre el soporte y el carro. En este punto se unirá el soporte a un elemento cilíndrico en cuyo centro se encuentra un engrane rector que al embonar con su contraparte del segundo soporte se tendrá un movimiento sincronizado. Este sistema facilitará el posicionamiento, dado que únicamente se manipulará un soporte para que ambos se posicionen (diametralmente opuestos) a la misma distancia de la superficie a temprar tal como se presenta en la figura 3.11.

El diseño de la soldadura que permita la unión rígida del soporte al cilindro de articulación, es el objetivo del siguiente procedimiento de diseño.

Para este diseño se utilizará el método convencional en el cual se considera que el ancho del lado de la soldadura es una pulgada, por lo que, lo primero será definir una geometría conveniente para la soldadura (disposición del cordón) con que el soporte se unirá a su punto giratorio. Lo siguiente es una decisión de diseño, y a modo de prueba, se utilizará el patrón soldado en forma de dos líneas verticales paralelas que se presentan en la figura 5, anexos 9.

A continuación, se identificará el tipo de carga a las que se sujeta el ensamble.

De acuerdo con la figura 5, anexos 9, la soldadura se someterá a corte vertical y tracción horizontal, siendo esta última un esfuerzo inducido por el momento flector producto de la carga en dirección vertical tanto del peso del soporte como del conjunto de temple (el primero distribuido en toda la longitud del soporte y la segunda carga, puntual en el extremo del mismo).

Determinada las cargas y su ubicación, se procede a calcular la magnitud efectiva de la carga en los puntos a unir por soldadura eléctrica. Para esto primero se

deberán determinar los factores geométricos  $A'_w$  y  $Z'_w$ ; también, se tiene que calcular el centroide del conjunto de soldaduras representadas como líneas. El cálculo de todo esto se presenta a continuación.

De acuerdo con el esquema del grupo de soldaduras de ancho unitaria (ver numeral 2, figura 5, anexos de soldadura), la ubicación del centroide del grupo es

$$\bar{X} = \frac{d}{2} \text{ y } \bar{Y} = \frac{H}{2}$$

Introduciendo los valores respectivos para cada uno

$$\bar{X} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{2} = 0.25 \text{ pulg}; \quad \bar{Y} = \frac{5.67 \text{ pulg}}{2} = 2.84 \text{ pulg}$$

Para calcular el centroide del arreglo de la soldadura propuesto, se usará la Figura 19.7 (Mott) en la cual se presenta las ecuaciones de varios arreglos para uniones con soldadura de arco eléctrico.

Para el arreglo propuesto, el momento de inercia unitario es

$$I'_x = \frac{H^3}{3} = 60.8 \frac{\text{pulg}^2}{\text{por pulgada de lado}}$$

El área unitaria es igual al perímetro de soldadura

$$A_w = 2 \cdot H = 2 \cdot 5.67 = 12.34 \text{ pulg}$$

Aproximadamente 313 mm.

Dado que la fuerza máxima se producirá en el punto más distante a partir del eje neutro del grupo, los extremos de la soldadura serán los puntos a analizar. En ambos extremos se darán valores de fuerzas máximos de igual magnitud, pero con diferente dirección. Por ejemplo, en el extremo inferior de un grupo de soldaduras, la

fuerza es de compresión, no así en su parte superior, donde la fuerza produce tracción.

Para calcular la fuerza horizontal inducida por el momento flector, se determinará el módulo de sección unitario de la geometría; ésta, según [3], es igual a:

$$Z'_w = \frac{H^2}{3} = \frac{5.67^2}{3} = 10.7 \frac{\text{pulg}^2}{\text{por pulgada de ancho}}$$

La fuerza debido al corte vertical es aproximadamente 20 lb

$$F_{CV} = \frac{20 \text{ lb}}{A'_w} = \frac{20}{12.34} = 1.62 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

La fuerza horizontal producida por el momento de flexión, es

$$F_{CH} = \frac{Mc}{I_x} = \frac{M}{Z'_x} = \frac{(186.5)}{10.7} = 17.41 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

La fuerza resultante ( $F_c$ ) de ambas componentes es

$$F_c = \sqrt{F_{CH}^2 + F_{CV}^2} = \sqrt{17.41^2 + 1.62^2} = 17.48 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Si se prueba con un electrodo E6013 para unir las partes, la resistencia máxima a corte para este electrodo es

$$S_{SYP} = \frac{2}{3} S_{YP}$$

donde:

$S_{syp}$  = resistencia de cedencia al corte

$S_{yp}$  = resistencia de cedencia del material

Consecuentemente, para un electrodo E6013 con una resistencia de tracción es de 60000 lb/pulg<sup>2</sup>  $S_{syp} = \frac{2}{3}(60000) = 40000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$ . Este método práctico de cálculo es aproximado, pero los resultados son aceptables en la práctica.

Volviendo al análisis anterior, el ancho o altura de cordón ( $w$ ) de la soldadura lo da la siguiente ecuación

$$w = \frac{F_c(N)}{0.707S_{syp}} \quad (3.47)$$

Para un factor de seguridad,  $N$ , de 2, el ancho del cordón tiene la siguiente magnitud

$$w = \frac{(17.48)(3)}{(0.707)(40000)} = 1.85 \times 10^{-3} \text{ pulg}$$

Según [3], para una placa cuyo espesor es menor o igual a ½ pulg., el tamaño mínimo de soldadura recomendado es de 5mm (3/16 pulg), siendo este por varias veces mayor que el valor determinado con la ecuación (3.47). Por lo tanto, el ancho especificado para el ancho de la placa, será el ancho mínimo de cordón de soldadura,  $w$ , que se especificará para la unión de las piezas empleando un electrodo E6013.

### 3.4.6 Diseño de la estructura tubular y viga armada de la máquina

Como se presento en la síntesis estructural, para que el sistema mecánico a proponer tenga un desempeño adecuado, éste deberá de contar con una serie de partes y componentes que, una vez en funcionamiento, le permitan a la máquina

ejecutar de forma segura y efectiva todas las instrucciones que el operario desee y la máquina lo permita.

Todos los dispositivos y elementos que constituirán la máquina, deben de ubicarse y fijarse en posiciones estratégicas que permita, al subsistema que componen, el correcto desempeño de la tarea programada. Así, todos los subsistemas se fijaran a una sola estructura central o principal, cuya finalidad será la de ubicar, en sus posiciones relativas, a cada uno de los sub-sistemas ya sea que éstos sean independientes o que interactúen entre si.

La máquina a proyectar estará constituida por dos tipos de estructuras metálicas y con funciones diferentes. La primera será de tubos estructurales de sección cuadrada de 100 X 100 X 3 mm (4 X 4 X 1/8 pulg); este material se utilizará en la construcción de las columnas, así como también para la estructura inferior y superior.

La segunda estructura estará formada por perfiles angulares los cuales constituirán una trabe armada que funcionará como viga. En esta viga se alojará el husillo al cual se conectará el plato universal porta piezas.

La razón por la cual la viga se hará de un material y geometría diferente al de los otros elementos estructurales (columnas, por ejemplo), es debido a que: cualquier cuerpo en rotación que sea relativamente largo en su dirección axial comparada con la radial, requerirá de un equilibrio dinámico para un balance completo. Si el cuerpo a temprar no está balanceado en dirección transversal, éste generará fuerzas inerciales en dirección radial al eje de rotación. Por lo tanto, se requiere de una estructura rígida y en orientación horizontal que soporte cargas transversales (producto del peso de los elementos que soporta) e inerciales, estas últimas estarán en un plano ortogonal al plano de las anteriores mencionadas.

#### 3.4.7 Diseño de columnas en base a resistencia al pandeo

Como primer paso para el diseño de las columnas, se determinará el peso a soportar en cada una de las tres columnas a proyectar. El peso promedio de cada elemento se presenta en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Pesos de cada elemento soportado por las columnas.

Parte	Volumen (m <sup>3</sup> )	Masa (Kg.)	Peso (N)	Peso (lb.)
Viga(trabe armado)	$8.4 \times 10^{-3}$	65.94	646.87	145.43
Armadura tubular	$3.4 \times 10^{-3}$	26.69	261.83	58.86
Total			908.70	204.29

El peso total se incrementa si se considera la pieza de trabajo, el conjunto de fijación (husillo y plato universal) y el sub-sistema reductor de velocidad; todo ubicado en la parte superior de la viga, por lo que, la carga total de diseño se estima en  $2.93 \times 10^3$  N (657.9 lb.).

A pesar que la estructura tubular, trabe y otros elementos conectados a éstas estarán soportados por tres columnas, la carga no se repartirá equitativamente entre las tres; y en consecuencia, tanto la viga armada como la pieza de trabajo, hacen que el peso se concentre, casi en su totalidad, en las columnas anteriores. Por lo tanto, se considerará que las  $2.93 \times 10^3$  N (657.9 lb) de peso total, serán soportadas de forma proporcionada, por dichas columnas.

Se ocupara un perfil de material estándar para el análisis (perfil estructural cuadrado A-36). Este material tiene propiedades mecánicas similares a las de un acero AISI 1020 rolado en caliente obteniendo un error por la utilización de las propiedades del acero 1020 en sustitución de las correspondientes al perfil A-36, mínimo.

Como primer paso para la selección el perfil estructural, se inicia encontrando la carga de pandeo crítica para una de las tres columnas. Luego, el resultado se extenderá a las demás. El detalle de esto se presenta a continuación:

#### Análisis de columnas utilizando la fórmula de Euler

El objetivo del análisis consiste en verificar o encontrar la carga crítica de pandeo; una carga por debajo de ésta, será una carga segura.

Para determinar dicha carga se utilizará la fórmula de Euler, esta fórmula es la siguiente:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2(E)(A)}{\left(\frac{k(L)}{r}\right)^2} \quad (3.48)$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material

A= Área de la sección transversal

k = Constante que depende del tipo de fijación en los extremos de la columna.(tabla mott)

L= Longitud total de la columna

r = Radio de giro mínimo

La fórmula de Euler [3 y 4] es únicamente válida para columnas esbeltas. Para determinar si la columna a diseñar es de tipo esbelta y así poder recurrir a la ecuación (3.48), se debe de calcular la magnitud del denominador entre corchetes; a éste se le llama Relación de Esbeltez (RE).

La Relación de Esbeltez de la columna en diseño, es

$$RE = \frac{k * L}{r} = \frac{0.65 * 2000}{39.4} = 32.99$$

Ahora se determinará la razón de transición de delgadez de esta columna [3,4,5].

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2(30 \times 10^6)}{30 \times 10^3}} = 140.49 \quad (3.49)$$

donde:

$S_y$  = Esfuerzo de cedencia del material.

Al comparar la razón de esbeltez con la razón de transición de delgadez, se observa que la primera es mayor que el valor de transición para este material, en consecuencia, la ecuación de Euler, no puede ser empleada [2].

Lo anterior permite utilizar una fórmula alternativa a la de Euler; esta fórmula es la de Jonson (revisar referencia [2], pág. 188). La fórmula se escribe de la siguiente manera:

$$P_{cr} = A s_y \left[ 1 - \left( \frac{S_y \left( \frac{kL}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right) \right] \quad (3.50)$$

Evaluando la fórmula de J. B. Jonson (3.50) para la sección y material especificado, se obtiene el siguiente resultado:

$$P_{cr} = 1.13 \times 10^{-3} * 207 \times 10^6 * \left[ 1 - \left( \frac{207 \times 10^6 * \left( \frac{0.65 * 2000}{39.4} \right)^2}{4\pi^2 * 207 \times 10^9} \right) \right] = 227.46 \times 10^3 \text{ N}$$

La carga crítica calculada, equivale a  $52.5 \times 10^3$  lb.

La carga de diseño en cada columna delantera es 319.14 lb la cual está muy por debajo de la crítica calculada en la ecuación (3.50).

### Conclusiones finales

Se finaliza con la elección de un perfil de sección cuadrada con dimensiones 100 X 100 X 3 mm (4 X 4 X 1/8 pulg) el será empleado como columna.

Para mayor detalle acerca del arreglo de las columnas, se puede observar en el plano general de la máquina.

### 3.4.8 Diseño de base para columnas cargadas

El siguiente procedimiento de diseño tiene como objetivo dimensionar las placas base en donde se apoyarán las columnas de acero. Estas placas cumplirán la función de distribuir la carga en un área suficiente para evitar exceder el esfuerzo permisible en el cemento (concreto armado).

El método de diseño es el recomendado por la AISC (American Institute of Steel Construction). Para iniciar con el análisis, primero se determinará la carga a soportar por cada columna; ésta fue calculada en la sección anterior y tiene un valor de  $1.418 \times 10^3$  N (318.9 lb); Esta carga produce un esfuerzo sobre la base de concreto. En la figura 3.12, se presenta el esquema de una placa base; también se presenta la presión (fuerza de reacción la cual produce un momento flector sobre la placa) que el suelo hace a la base,  $s_p$ , y tiende a encorvar la placa.

La AISC recomienda tomar los momentos máximos en una placa de base a distancias de  $0.8B$ , donde  $B$  es el ancho que para el caso,  $B$  tiene el valor de 250 mm. El momento flexionante se calcula para esta sección y el resultado es el siguiente

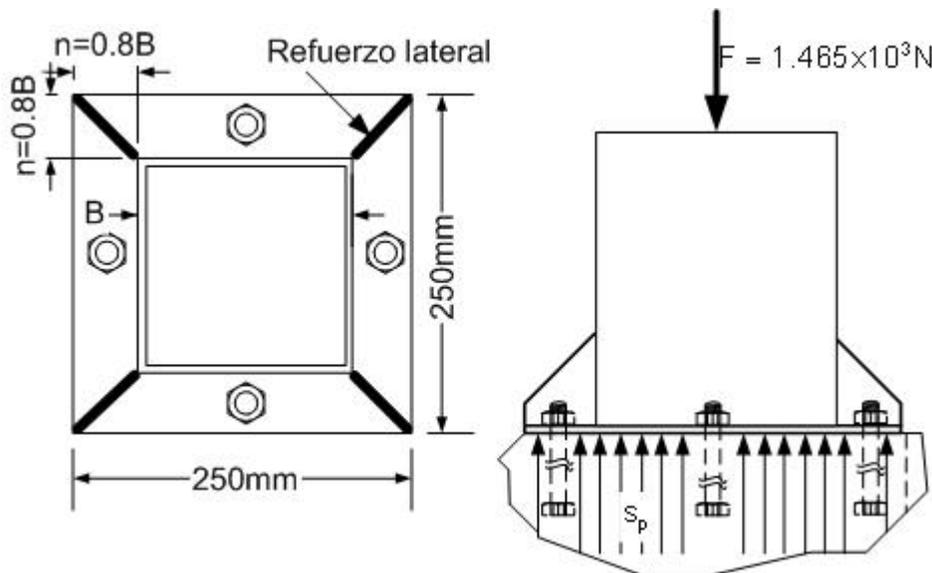


Figura 3.12 Esquema de placas base y detalle de los elementos de fijación y refuerzo lateral.

$$M = s_p n \frac{n}{2} = s_p \frac{n^2}{2} \quad (3.51)$$

Al relacionar el módulo de sección de la placa,  $S = \frac{I}{C}$ , con el esfuerzo del cemento, la ecuación que da el espesor,  $t$ , requerido de la placa base es

$$t = \sqrt{\frac{3s_p n^2}{s_b}} \quad (3.52)$$

donde:

$s_p$  = es el valor permisible para el esfuerzo de una placa,  $0.75 S_y$

$s_b$  = es el valor permisible para el esfuerzo del cemento. Para el concreto éste tiene un valor de 5171 kPa (750 psi)

El área mínima requería por la placa base para no sobrepasar el esfuerzo permisible del concreto es

$$A_{\min} = \frac{F_{\text{carga}}}{s_b} = \frac{1.465 \times 10^3}{5.17 \times 10^6} = 2.82 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Probando con una placa base de material ASTM A-36 de dimensiones 0.25x0.25 como las mostradas en la figura 3.10, el esfuerzo mínimo sobre el concreto es

$$s_b = \frac{(1.465 \times 10^3)}{(0.25)(0.25)} = 23.440 \text{ kPa.}$$

Este valor está muy por debajo del esfuerzo permisible, sin embargo, las dimensiones asumidas para la placa en comparación con las de la columna, una placa con 0.25x0.25 m es satisfactoria. En consecuencia, el espesor se calculará para estas dimensiones.

La dimensión  $n$ , (ver figura 3.12) para una columna cuadrada de 0.1m, es igual a:

$$n = \frac{0.25 - 0.8 * (0.1)}{2} = 0.085 \text{ m}$$

Introduciendo los datos en ecuación 3.52, el espesor, t, para la placa queda

$$t = \sqrt{\frac{3 * 23440 * (0.085)^2}{186.16 \times 10^6}} = 0.0016 \text{ m}$$

Esto es menos de 1/8 pulg.

Resumen del diseño.

Se determinó usar una placa cuadrada de un espesor mayor que 3mm (1/8 pulg) y 25.0 cm (10 pulg) por lado.

El perno de fijación así como otros detalles sobre las placas base, se especifican en el plano constructivo.

El diseño de esta placa se aplicará tanto las columnas restantes, como para la placa base del contrapunto.

Las placas base, tendrán casi las mismas dimensiones que un ladrillo de piso.

#### 3.4.9 Diseño viga compuesta (trabe armado)

En esta sección se presenta el procedimiento para el diseño de una estructura armada que funcionará como viga. A ésta se fijará el husillo o árbol principal por medio del cual se transmitirá movimiento de giro a la pieza de trabajo.

El objetivo primordial que se pretende con el diseño de esta viga armada, es: diseñar una estructura que proporcione resistencia y rigidez (evitar la deflexión pronunciada) para poder transmitir, hasta los apoyos en cada extremo de la viga, las fuerzas que actúen durante el proceso de temple por flama.

La estructura se construirá con perfiles angulares A-36 de soportes iguales; la medida de éstos será de 70 x 70 x 8 mm (3 x 3 x 3/8 pulg), los cuales se unirán por soldadura de arco eléctrica.

El claro entre columnas es de 1.4 m (4.6 pies); en el centro de éste estará el husillo en cuyo extremo inferior se fijará un plato porta pieza de tipo universal.

Para aumentar la rigidez de la estructura, se colocaran refuerzos o atiesadores en ambos extremos de la armadura. El proceso de diseño que será expuesto en breve, está basado en la norma AISC.

Para comenzar con el diseño de la viga armada, es oportuno mencionar que éste se hará en base a la resistencia por flexión. Como primera acción se deberá calcular el momento de inercia con respecto al eje horizontal ya que este es el momento máximo. Estos datos se presentan en la tabla 3.3.

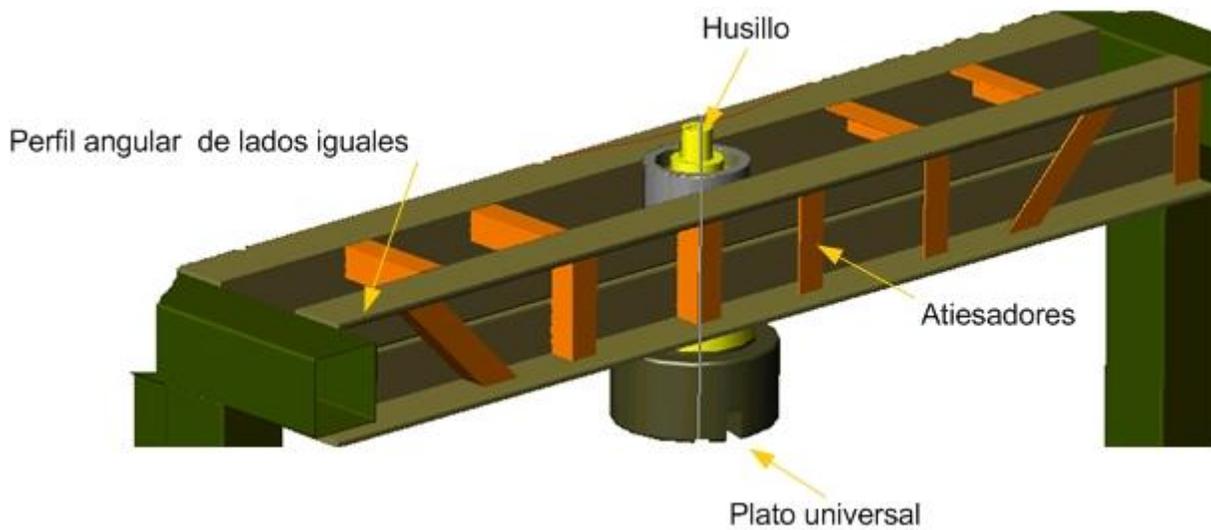


Figura 3.13. Partes constituyentes de la viga armada.

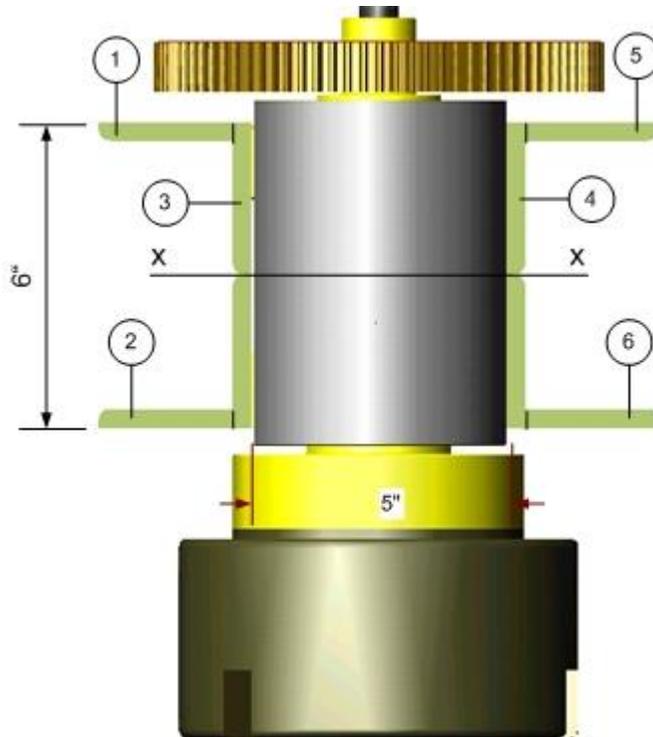


Figura 3.14 Vista lateral izquierda de la viga y camisa porta husillo.

Tabla 3.3 Tabla resumen que expone los datos necesarios para determinar el momento de inercia con respecto a un eje horizontal (X).

i	$A_i$ (pulg <sup>2</sup> )	$Y_i$ (pulg)	$X_i$ (pulg)	$(A_i)(Y_i)$	$(A_i)(X_i)$	$I_{xi}$ (pulg <sup>4</sup> )	$d_{yi}$
1	9/8	3/16	1-1/2	27/128	27/16	$1.32 \times 10^{-2}$	45/16
2	9/8	93/16	1-1/2	837/128	27/16	$1.32 \times 10^{-2}$	-45/16
3	21/4	3	45/16	63/4	945/64	4.52	0
4	21/4	3	131/16	63/4	731/64	4.52	0
5	9/8	93/16	19/2	873/128	171/16	$1.32 \times 10^{-2}$	45/16
6	9/8	3/16	19/2	27/128	171/1024	$1.32 \times 10^{-2}$	-45/16
Suma	15			45	165/2	9.02	

Cálculo del centroide de la sección

$$\bar{x} = \frac{\sum A_i X_i}{A_T} = \frac{45}{15} = 3 \text{ pulg}; \bar{y} = \frac{\sum A_i Y_i}{A_T} = \frac{162}{15} = \frac{11}{2} \text{ pulg} \quad (3.53)$$

Cálculo del momento de inercia con respecto a X ( $I_x$ )

$$I_x = \sum I_{xi} + \sum A_i d_{yi}^2$$

$$I_x = 9.02 + (9/8)(45/16)^2 + (9/8)(-45/16)^2 + 21/4(0)^2 + 21/4(0)^2 \\ + 9/8(45/16)^2 + 9/8(45/16)^2$$

$$I_x = 44.6 \text{ Pulg}^4 = 18.56 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Según la AISC, para prevenir el pandeo vertical del patín hacia el alma de la viga, la relación entre la altura del alma ( $h$ ) y la separación entre atiesadores ( $a$ ), debe ser menor o igual a 1.5; es decir:

$$\frac{a}{h} \leq 1.5$$

Para  $h=6''$ , la longitud máxima ( $a_{\text{máx}}$ ) que se separarán los atiesadores, es

$$a_{\text{máx}} = 1.5 * (6 \text{ pulg}) = 9 \text{ pulg}$$

Esta longitud equivale a 229 mm y como fue citado en el párrafo anterior, ésta es la separación máxima entre cada atiesador. En consecuencia de lo anterior, se tomará una distancia menor al límite calculado; la separación en atiesadotes será de 200 mm.

Calculado el espaciamiento entre refuerzos laterales o atiesadores, se procede a calcular el espesor mínimo del alma. La siguiente expresión proporciona el espesor del alma ( $t_w$ ) mínimo requerido.

$$\frac{h}{t_w} \leq \frac{2000}{\sqrt{F_y}} \quad (3.54)$$

Donde:

$t_w$  = espesor mínimo del alma, pulg.

$h$  = altura del alma, pulg

$F_y$  = esfuerzo de fluencia, Psi

Para un perfil angular A-36, el esfuerzo de fluencia es igual a 36000 psi.

Al sustituir los datos en la ecuación (3.54), el espesor mínimo para alma de la viga, es:

$$t_w = \frac{6}{\frac{2000}{\sqrt{36}}} = 18.00 \times 10^{-3} \text{ pulg} = 0.46 \text{ mm}$$

El valor obtenido es menor que 1.59mm (1/16pulg). Un perfil con un alma de espesor tal, difícilmente puede ser encontrados en el mercado nacional, por lo tanto, se probará con uno de 10 mm (3/8 pulg) de espesor. A partir de los resultados que se obtengan para éste elemento con tales dimensiones, se concluirá acerca de la elección del perfil.

Para comenzar con el detalle del diseño, se debe de conocer el peso total de la estructura. El cálculo del peso, es el siguiente:

Cálculo del peso total de la estructura angular (viga).

Para determinar el peso total de la estructura, primero se determinará el peso para un perfil angular; luego, este valor será multiplicado por el número de perfiles que constituirán la viga. Las dimensiones del perfil se presentan en la figura 3.13 y tabla 3.2.

El área total de la sección transversal (según la figura 3.10), es:

$$\begin{aligned} A_t &= A_1 + A_2 = (3)(3/8) + (3 - 3/8)(3/8) \\ &= (9/8) + (63/64) \\ &= \frac{135}{64} \text{ pulg}^2 (1.36 \times 10^{-3} \text{ m}^2) \end{aligned}$$

Para obtener el área total de la sección transversal de la viga, se hará uso de la simetría y el área total será igual a la del área encontrada multiplicada por dos.

$$2(A_t) = 2(1.36 \times 10^{-3}) = 2.72 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

La longitud del claro, L, (espacio entre columnas) tiene un valor de 1.4 m  
El volumen del elemento es  $V = (A_t * L) = (1.36 \times 10^{-3} * 1.4) = 1.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3$  ; por lo que el peso del perfil angular, es:

$$W = (g * \rho * V) = (9.81)(7850)(1.9 \times 10^{-3}) = 146.33 \text{ N} = 33 \text{ lb}$$

Por lo tanto, si se utilizan cuatro perfiles angulares como largueros en la estructura, el peso total de la viga sin tomar en cuenta los atiesadores, es

$$W_t = 4W = 4(146.33) = 587.37 \text{ N} = 132.05 \text{ lb}$$

Para incluir el peso de los atiesadores en el peso total, se incrementará en un 10 % el peso calculado.

Así, el peso total de la viga armada es:

$$W_t = (1.1 * 587.37) = 646.0 \text{ N} = 145.26 \text{ lb}$$

El peso distribuido sobre toda la estructura es igual al peso total de la estructura dividido por el claro entre columnas. Ésta tiene un peso distribuido de  $461.43 \frac{\text{N}}{\text{m}}$  en toda su longitud.

En la figura 3.13 se presenta un esquema que contiene todas las fuerzas que actúan sobre la viga; también, se presentan los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores. Estos diagramas serán de utilidad para calcular los esfuerzos principales.

Cálculo de los esfuerzos principales sobre la sección transversal de la viga armada

Cálculo de los esfuerzos por flexión

Dado que la viga soportará cargas transversales, ésta estará sometida a momentos de flexión que a la vez desarrollarán esfuerzos normales en la sección transversal de la viga. La distribución de esfuerzos se presenta en la figura 3.15, en esta se observan esfuerzos tanto de tensión (parte a) como de compresión (parte b).

La tensión máxima por flexión en la sección transversal se generará en la sección más lejana al eje neutro de la sección. En ese punto (a o b), la fórmula del esfuerzo de tensión por flexión es:

$$s = \frac{Mc}{I} \quad (3.55)$$

donde:

M = La magnitud del momento de flexión en la sección.

c = Es la distancia del eje neutro a la fibra más exterior de la sección transversal de la viga.

I = Es el momento de inercia de la sección transversal con respecto a su eje neutro.

, la magnitud del esfuerzo normal para el punto “a”, es:

$$s_a = \frac{(998.96)(0.076)}{1.86 \times 10^{-5}} = 4.08 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{ (Tensión)}$$

Un resultado de igual magnitud se obtendría para el punto b.

Las propiedades del material a emplear ya fueron presentadas con anterioridad, estas corresponden a las de un perfil angular calidad A-36 y cuya resistencia a la cedencia es de  $S_y = 207 \text{ MPa}$ .

A simple inspección, sí se compara el esfuerzo calculado anteriormente para el punto “a”, con la resistencia a la cedencia del material, este último excede al

esfuerzo calculado. Según lo anterior, el diseño es satisfactorio; sin embargo, el proceso de diseño de la viga no finaliza aquí, dado que falta calcular los esfuerzos principales y evaluar los mismos en una teoría de falla que más convenga para el material a emplear.

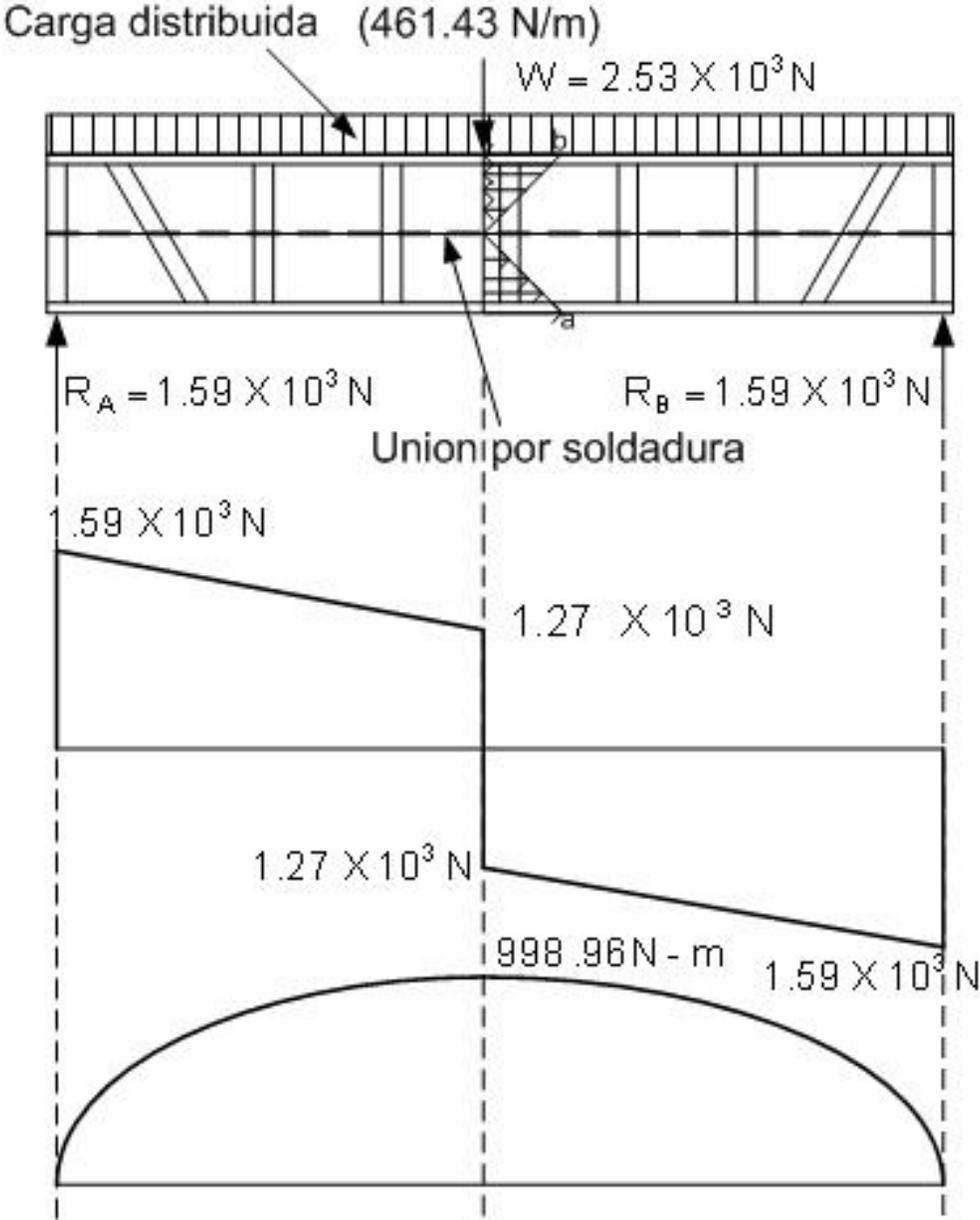


Figura 3.15 Diagrama de cortante y momento flector para una viga armada.

Cálculos de esfuerzos principales sobre la sección transversal de la viga

Según la figura 3.15, los esfuerzos únicamente se dan en el plano horizontal, siendo éstos igual a cero sobre el plano vertical.

La magnitud de cada uno de los esfuerzos, se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$s_{1,2} = \frac{s_x + s_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{s_x - s_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.55)$$

donde:

$s_x$  = esfuerzo en dirección horizontal e igual a  $4.08 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ .

$s_y$  = esfuerzo en dirección vertical e igual a cero ( $\text{N/m}^2$ ).

$s_1$  = esfuerzos principal máximo ( $\text{N/m}^2$ ).

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo por corte,

Además, el esfuerzo de corte es

$$\tau_{xy} = \frac{vQ}{It} = \frac{1.59 \times 10^3 * 3.63 \times 10^{-3}}{1.86 \times 10^{-5} * 1.91 \times 10^{-2}} = 16.25 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Donde:

V= Fuerza de corte

Q= Momento de primer orden o momento estático del are que se encuentra por encima de la posición y en la que se está calculando el esfuerzo cortante  $Q_t = \sum A_i y_i$ .

I = Momento de inercia de la sección transversal.

La magnitud de  $s_1$ ,  $s_2$  y  $\tau_{xy}$ , según la ecuación (3.55), es:

$$s_{1(\max)} = 1.58 \times 10^7 \text{ N/m}^2 ; s_{2(\min)} = 1.2 \times 10^7 \text{ N/m}^2 \text{ y } \tau_{xy(\max)} = 16.50 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Con la determinación de los esfuerzos principales, ya se puede evaluar, haciendo uso de la teoría de distorsión de la energía, la posibilidad de un fallo inminente.

Así, el esfuerzo de Von Misses ( $s'$ ), es:

$$s' = \sqrt{s_1^2 + s_2^2 - s_1 s_2}$$

$$s' = \sqrt{(1.58 \times 10^7)^2 + 1.2 \times 10^7^2 - (1.58 \times 10^7)(1.2 \times 10^7)}$$

$$s' = 14.28 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

En consecuencia, el factor de diseño se encuentra a partir de

$$N = \frac{S_y}{s'} = \frac{207}{14.28} = 14.5 \quad (3.56)$$

Obteniendo un factor de diseño de más de 14; por lo que se concluye que el diseño es aceptable en cuanto a resistencia.

Ya se han dimensionado todos los componentes que conformarán la viga; también, se ha comprobado la resistencia de la misma para las condiciones de servicio. Por lo tanto, a continuación se diseñará las conexiones entre cada perfil angular que formará el perfil en U (ver figura 3.14).

Se utilizará para todas las soldaduras electrodo E-7018 el cual tiene un esfuerzo de tracción de  $31.5 \times 10^3 \text{ lb}$ .

Para la soldadura entre cada perfil angular, se calculará el flujo de cortante ( $q$ ) horizontal en la unión común de cada elemento (perfil angular). La magnitud del flujo de cortante se calcula de la siguiente manera:

De la figura 3.15, se lee el cortante máximo ( $V$ ), el cual tiene un valor igual a  $1.59 \times 10^3 \text{ N}$

La ecuación para el flujo de cortante es la siguiente:

$$q = \frac{VQ}{I} \quad (3.57)$$

Todos los factores que componen la ecuación (3.57) ya fueron determinados; por lo tanto, la magnitud de cada uno de estos factores junto a la ecuación (3.57) se presenta a continuación:

$$q = \frac{1.59 \times 10^3 * 3.63 \times 10^{-3}}{1.86 \times 10^{-5}} = 3.10 \times 10^5 \frac{N}{m}$$

Para el espesor de placa a soldar (menor que 12.7 mm (½ pulg), el tamaño del ancho mínimo de soldadura  $w$  según la tabla 1, anexo 9, es de 5mm (3/16 pulg). Si se utiliza soldaduras intermitentes, su longitud mínima es:

$$L_{\min} = 4 X w \geq 38\text{mm}(1.5 \text{ pulg}) \quad (3.58)$$

donde:

$w$  = Es el ancho de un cateto del triángulo hipotético de soldadura.

Según la AISC, la longitud mínima de soldadura debe ser cuatro veces el ancho del cateto, y éste debe ser igual o mayor a una pulgada y media.

Evaluando la ecuación (3.58) para la longitud mínima requerida, el resultado es el que se presenta a continuación:

$$L_{\min} = 4 X \frac{3}{16} = 0.75 \text{ pulg.}$$

El resultado es menor que 38mm (1.5 pulg), por lo tanto, se usará 1.5 Pulg.

Probando con una preparación de junta en V única de  $w = \frac{3}{16}$  y  $L = 1\frac{1}{2}$  pulg. La

resistencia de diseño para un electrodo E-7018 es:

$$s_d = 0.75 \cdot 0.6 \cdot F_y = 0.75 \cdot 0.6 \cdot 70 = 31.5 \times 10^3 \text{ lb/pulg}^2$$

La capacidad por pulgada de un par de cordones de soldadura (CPCS), es:

$$\begin{aligned} \text{CPCS} &= (0.707) (w) (\text{resistencia de diseño de la soldadura})(2) \\ &= 0.707 \cdot 3/16 \cdot 31.5 \cdot 2 = 8.35 \times 10^3 \text{ lb/pulg} \end{aligned}$$

La capacidad por cortante del metal base (CPCM), es:

$$\text{CPCM} = t(0.9)(0.6F_y) = \left(\frac{3}{8}\right)(0.9)(0.6) [36 \times 10^3] = 7.29 \times 10^3 \text{ lb/pulg}$$

Como  $\text{CPCS} > \text{CPCM}$ , la capacidad total o de diseño es la de material base ( $7.29 \times 10^3 \text{ lb/pulg}$ ).

La capacidad de un par de soldaduras de 38mm (1.5 pulg), es:

$$(7.29 \times 10^3 \cdot 1.5) = 10.94 \times 10^3 \text{ lb.} = 48.68 \times 10^3 \text{ N}$$

Para determinar la separación entre cada soldadura, se igualará la capacidad del par de soldaduras, al flujo de cortante calculado en la ecuación (3.58) multiplicado por la distancia o separación entre soldaduras. Esta relación se expresa de la siguiente manera:

$$48.68 \times 10^3 = q(x) = \frac{VQ}{I} (X)$$

Despejando para X, la separación máxima entre centros de cada soldadura, es:

$$X = \frac{48.68 \times 10^3}{\frac{1.59 \times 10^3 (3.63 \times 10^{-3})}{1.89 \times 10^{-5}}} = 0.159 \text{ m} = 6 \text{ pulg}$$

Según la AISC, como norma la separación máxima permisible debe ser 12 pulg, por lo que el valor encontrado es satisfactorio.

Si se emplea una separación entre centros de 0.076 m (3 pulg.), se tendrá un alejamiento libre de 3-1.5=1.5 pulg o 38mm. La fuerza cortante que se requiere para una separación tal, es:

$$V = \frac{48.68 \times 10^3}{\frac{0.076 * 3.63 \times 10^{-3}}{1.89 \times 10^{-5}}} = 3334.97 \text{N}$$

Según la figura 3.11, la fuerza cortante máxima es de  $1.59 \times 10^3 \text{ N}$ ; éste valor es inferior al calculado para una separación en centros de las soldaduras.

A partir de lo anterior, se comprueba una vez más que el diseño es satisfactorio.

En la figura 3.16, se presenta el bosquejo de la unión soldada.

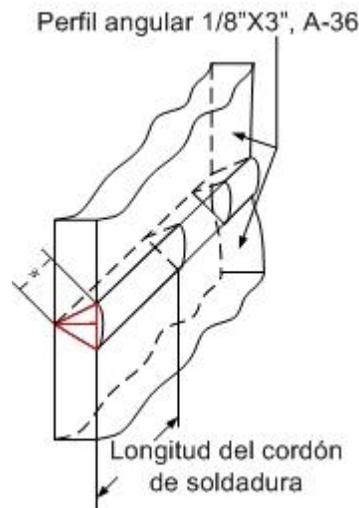


Fig. 3.16 Esquema de la unión por soldadura de dos perfiles angulares.

#### 3.4.10 Diseño del ensamble por soldadura entre la viga armada y columnas frontales

La viga armada se unirá a la parte superior de las columnas frontales por medio de soldadura eléctrica. Para el diseño del ensamble por soldadura eléctrica, se tomará en cuenta el peso de toda la viga, así como también, las dimensiones máximas de la pieza a temprar. En este diseño de la unión soldada se utilizará un procedimiento diferente al empleado en la unión de los perfiles angulares que forman la viga armada, sin embargo, los resultados son igualmente válidos para los para ambos métodos.

Como se presento en la figura 3.4 la viga se soldará a las columnas por sus extremos, quedando ésta fija a las columnas y por lo tanto formando una sola estructura. A las columnas, se unirá, con soldadura, una pedazo de ángulo similar al empleado en la viga; este ángulo hará las veces de una ménsula en la cual descansará casi todo el peso de la viga, y ambas se unirán con soldadura eléctrica. En la parte superior se unirá, y específicamente en ambos extremos de la viga, una porción de ángulo similar al anterior. Éste quedará unido por soldadura a la parte superior de la estructura cuadrada, y unido a los perfiles angulares superiores por sus extremos.

Todos los detalles del montaje se pueden ver en la fig. 3.4 y en el plano de general de la máquina.

En la figura 3.15 se presenta las reacciones en los apoyos de la viga armada. Dado que la carga se distribuye equitativamente sobre ambas columnas, bastará con el análisis de un extremo para realizar el diseño de la soldadura. La fuerza de reacción es la misma en ambos extremos y ésta tiene un valor de  $1.59 \times 10^3\text{N}$  (357.5 lb) el cual se empleará para el diseño de la ménsula.

Análisis de la soldadura en la ménsula.

Como primer paso se propondrá una geometría para la soldadura, ésta será alrededor de la porción de ángulo (geometría rectangular) (tal como se presenta en la figura 13; luego de esto se procederá a identificar el tipo de carga a la que se prevé estará sometida la viga, para el caso, ambas ménsulas soportarán parte de la carga total de la viga; por lo tanto, la soldadura se vera sometida a cortante directo, y dado

que la línea de acción de la carga no se encuentra en el plano del centroide del grupo de soldaduras, se producirán esfuerzos de tracción por flexión. En la figura 3.17 se presenta un esquema mostrando los puntos de unión por soldadura de arco eléctrico de una mensula que soportará a la viga armada.

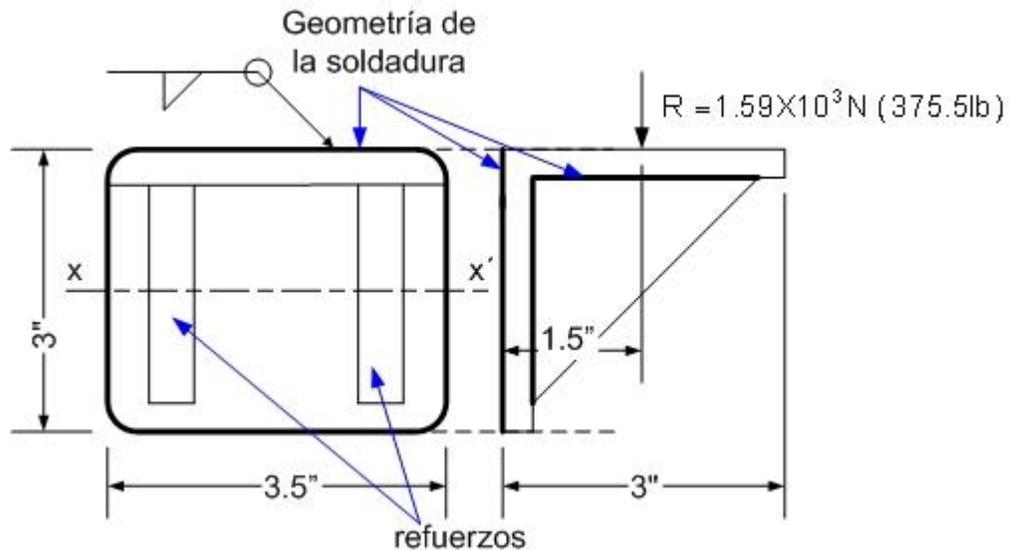


Figura 3.17. Esquema la geometría de la soldadura eléctrica con que se unirá la ménsula a la columna.

Para calcular la fuerza en la soldadura, es necesario calcular los factores el área,  $A'_w$ , y módulo de sección,  $Z'_w$ , unitarios a ser soldada, también hay que calcular donde se localiza el centroide del patrón de soldaduras (ver anexo 9)

El término unitario se refiere a que, para simplificar el análisis, todos los cálculos se hacen para un ancho ( $w$ ) de soldadura de una pulgada (unitario).

Se comenzará por calcular el área unitaria,  $A'_w$ , de la soldadura que precisamente equivale al perímetro del cordón de soldadura. Como se esta diseñando con base a un ancho unitario,  $A'_w$  equivale al perímetro de toda la longitud de soldadura.

$$A'_w = 2(3.5) + 2(3) = 13 \text{ pulg}$$

El modulo de sección unitario en base a una pulgada de ancho es, según [3]

$$Z'_w = (3)(3.5) + \frac{3^2}{3} = 13.5 \frac{\text{pulg}^2}{\text{por pulgada de ancho}}$$

La fuerza debido al corte vertical, es la reacción en el apoyo

$$R = 1.59 \times 10^3 \text{ N (357.5 lb)}$$

$$F_{CV} = \frac{R}{A'_w} = \frac{357.5}{13} = 27.5 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

La fuerza horizontal producto del momento de flexión, es:

$$F_{CH} = \frac{Mc}{I_x} = \frac{M}{Z'_x} = \frac{(357.5 * 1.5)}{13.5} = 28.22 \frac{\text{lb-pulg}}{\text{pulg}}$$

La fuerza resultante ( $F_c$ ) de ambas es:

$$F_c = \sqrt{F_{CH}^2 + F_{CV}^2} = \sqrt{28.22^2 + 27.5^2} = 39.40 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Si se utiliza un electrodo E6013, el ancho  $w$  de la garganta del cordón de soldadura está dado por la siguiente ecuación:

$$w = \frac{F_c (\text{N})}{0.707 * (2/3) * 60000}$$

donde:

$N$  = Factor de servicio (para el caso  $N = 3$ )

El factor 0.707, es debido a la teoría de falla de máxima distorsión.

El factor (2/3), se aplica cuando no se tiene un valor claro del esfuerzo permisible para el electrodo. Éste se le aplica a la resistencia de fluencia

Resolviendo para  $w$ , la magnitud de ésta es igual a  $4.18 \times 10^{-3}$  pulg.

Según la tabla 1, anexo 9, para un ancho de placa menor de 1/2 pulg, el tamaño mínimo de soldadura es 3/16 pulg. Por lo tanto, ese tamaño tiene que especificarse.

#### Resumen de resultados

Para la unión por soldadura se utilizará electrodo E6013, el cordón de soldadura será alrededor y con un ancho de 3/16 como mínimo. Para más detalles sobre el montaje, se recomienda ver el plano 2.

#### 3.4.11 Diseño de husillo porta plato universal

Este elemento será el eje de salida del sub-sistema reductor de velocidad tipo vertical (ver Fig.3.8).

Debido a la presencia de cargas dinámicas producto de la inercia de las piezas en movimiento, la función del husillo o eje de salida del reductor no sólo será transmitir torque o velocidad, sino que también, éste deberá absorber cargas que se generen durante la pieza este en movimiento. Así, estas cargas serán transmitidas hasta la viga armada y posteriormente a las columnas.

Se prevé que el husillo trabaje en las siguientes condiciones:

- ⊕ Velocidad de giro,  $n \approx 80$  rpm
- ⊕ Masa total a acelerar,  $m = 240$  kg
- ⊕ Radio de giro del conjunto (incluye al husillo, plato y pieza a templar)  
 $K = 54.7 \times 10^{-3} \text{ m}^4$

Haciendo uso de las condiciones de trabajo del husillo, el cálculo de la energía necesaria para hacer girar y mantener en movimiento la pieza de trabajo, será el objetivo de la siguiente sección.

Torque necesario para acelerar la carga desde 0 hasta 80 rpm

Para calcular dicha magnitud, primero se determinará el momento de inercia (I) del total de elementos a poner en movimiento de giro. La magnitud buscada se determina con la fórmula (3.59)

$$K = \sqrt{\frac{I}{M}} \quad (3.59)$$

Cada factor involucrado en dicha ecuación ha sido previamente calculado, por lo que resolviendo para I la ecuación (3.59), la magnitud del momento de inercia del sistema es:

$$I = mK^2 \text{ (kgm}^2\text{)}$$

$$I = 240\text{kg} * (54.7 \times 10^{-3})^2 = 0.718 \text{ kgm}^2$$

La relación entre el momento de inercia y la aceleración promedio ( $\bar{\alpha}$ ), representa el par necesario para acelerar angularmente tanto la pieza de trabajo, como otros elementos conectado a ésta. La relación entre ambas magnitudes se presenta en la ecuación (3.60).

$$\Sigma M_o = I \bar{\alpha} \quad (3.60)$$

Para evaluar dicha ecuación, primero se ha de encontrar la magnitud de la aceleración angular promedio,  $\bar{\alpha}$ , ésta tiene el valor de:

$$\bar{\alpha} = \frac{(\omega_f - \omega_o)}{(t_f - t_o)} * \frac{2\pi}{1\text{rev}} * \frac{1\text{min}}{60\text{seg}} = \frac{(80 - 0) \text{ rpm}}{(0.8 - 0) \text{ seg}} * \frac{2\pi}{1\text{rev}} * \frac{1\text{min}}{60\text{seg}} = 10.47 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Resolviendo para  $M_o$

$$\Sigma M_o = I \bar{\alpha} = 0.718 * 10.47 = 7.52 \text{ Nm}$$

Así, se requerirá de 7.52 Nm para acelerar al conjunto desde 0 hasta 80 rpm en 0.8 segundos (valor de diseño). La potencia nominal<sup>1</sup> para lograr esta velocidad se calcula con la siguiente ecuación

$$P_{ot} = M_o \omega = 7.52 * (80) * \left(\frac{2\pi}{60}\right) = 63 \text{ Watt (0.08 HP)}$$

La potencia calculada se encuentra dentro de grupo clasificado como potencia fraccional (37.Watt a 746 Watt aproximadamente).

La pieza a temprar estará ubicada, generalmente, entre dos puntos: un plato giratorio (fijo al husillo) y un apoyo con punta giratoria de alta precisión con rodamiento. En este último es donde casi todo el peso de la pieza de trabajo, que equivale a 240 kg (529.57 lb), será soportado casi en su totalidad, dejando únicamente una pequeña parte del peso total colgando del plato.

La carga a ser soportada por el plato será transmitida hacia un par de tuercas de fijación ubicadas en la parte superior roscada del husillo, y específicamente entre el trabe y la rueda dentada de 88 dientes. En consecuencia, para el diseño del husillo se considerará una carga de suspensión igual a 200 lb que es un porcentaje de la carga total.

Como punto de partida para el diseño, se ha de dimensionar el eje corto para el cual se tomó como referencia un husillo (o eje principal) ya existente una maquina herramienta conocida como Torno. El elemento resultante tendrá gran similitud, en cuanto a forma y dimensiones, con el husillo tomado de referencia o modelo. Para dimensionar al eje, primero se establecerá el diámetro mínimo o crítico, el cual

---

<sup>1</sup> Esta potencia es simplemente de regencia, pues, la verdadera potencia del sistema se calculará cuando se tengan la mayoría de elementos dimensionados.

corresponderá al diámetro de raíz del área roscada de donde se pretende colgar el husillo con tuercas de fijación.

Debido a que el eje trabajará con una carga suspendida, éste se proyectará para carga axial, el cual estará en una posición vertical y alineada con un eje perpendicular a la sección transversal de la pieza a templar. El eje se sostendrá en su posición por medio de un par de tuercas de fijación (ver figura); Por lo tanto, y como se ha mencionado, el área crítica será la sección transversal neta roscada tanto de corte transversal del eje como longitudinal para cada hélice.

Siguiendo con el análisis, se elegirá un diámetro exterior de prueba de 65 mm ( $2\frac{1}{2}$  pulg). Del catalogo de la SKF (revisar anexos 10), se elige un tuerca de fijación M65 X 2; el área de tensión por esfuerzo de tracción, es

$$A_{\text{trac}} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{D_{\text{paso}} + D_{\text{raíz}}}{2} \right)^2 \quad (3.61)$$

$$A_{\text{trac}} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{63.7 + 62.5}{2} \right)^2 = 3.13 \text{m}^2$$

Otra área crítica es la de corte en cada hélice, esta área es igual a la longitud de la cuerda o hélice, multiplicada por la mitad del paso (es decir, P/2) (ver fig.3.18). Así, el área efectiva sometida a esfuerzo de corte por hélice, es:

$$A_{\text{corte}} = \pi \left( \frac{D_{\text{paso}} + D_{\text{raíz}}}{2} \right) \left( \frac{P}{2} \right) \quad (3.62)$$

$$A_{\text{corte}} = \pi \left( \frac{63.7 + 62.5}{2} \right) \left( \frac{2}{2} \right) = 198.23 \text{mm}^2 = 1.98 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Para determinar el área de corte efectiva por pulgada de longitud, se debe multiplicar el área de corte de la hélice (Ec. 3.62) por el número de hilos a contener en una pulgada. Precisamente, para un número de hilos igual a 12, el área de corte total, es:

$$A_{T_{\text{corte}}} = A_{\text{corte/hélice}} (12) = 1.98 \times 10^{-4}(12) = 2.38 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Este análisis está idealizado, pues, no todas las cuerdas de la rosca soportarán la misma carga por igual, o dicho de otra manera, la carga no se distribuirá equitativamente en todas las hélices, a lo sumo, 4 hilos.

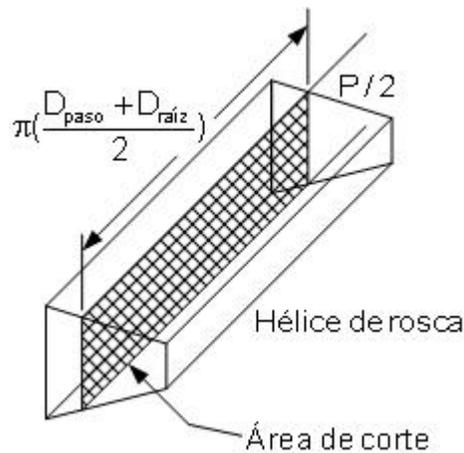


Fig. 3.18 Área sometida a esfuerzo de corte por cada hélice de área roscada.

No se debe dejar de lado que ésta magnitud fue determinada únicamente tomando en cuenta las dimensiones de la sección transversal sin considerar propiedades mecánicas (o esfuerzos permisibles) del material. No obstante, también se puede determinar un área de corte mínima por hélice para un material específico de la siguiente manera:

$$\tau_{\text{cortemax}} = \frac{S_y}{2N} = \frac{3V}{2A_{\text{corte}}} \quad (3.63)$$

Ésta fórmula relaciona la fuerza de corte por hélice con el esfuerzo de cedencia del material con lo cual se obtiene una área mínima de corte para cada hélice del área roscada, pero ahora para un material específico.

Para comprobar si la sección roscada, y específicamente el área neta de corte de cada hélice, resistirán las fuerzas de corte, se debe comprobar que, la magnitud

del área supuesta en la ecuación (Ec.3.62), sea mayor que el área resultante en la ecuación (3.63), para la cual ya se involucra el esfuerzo a cedencia del material.

Resolviendo la ecuación (3.64) para  $A_{\text{corte}}$  y utilizando un acero AISI 1045 con  $S_y=290 \times 10^6$  Pa, el resultado es el siguiente:

$$\frac{290 \times 10^6}{2(N)} = \frac{\left(3 \frac{V}{12}\right)}{(2A_{\text{corte}})}$$

Si se proyecta para un factor de diseño  $N = 2$ , y una fuerza cortante  $V = 784.8$  N (200lb), el área requerida para evitar la falla del elemento es:

$$A_{\text{corte}} = \frac{3 \left( \frac{784.80 \text{ N}}{12} \right)}{2 \left( \frac{290 \times 10^6 \text{ Pa}}{2(2)} \right)} = 1.35 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (3.64)$$

A partir del resultado anterior, y comparándolo con el obtenido en la ecuación (3.64), se observa que el área de corte es mucho menor que el área de prueba. Por lo tanto el material cumple con los requisitos de diseño.

Ahora se calculará el módulo de sección ( $Z$ ) por flexión de la sección circular neta del tornillo ( $D_{\text{raíz}}$ ). Así, el módulo es:

$$Z_{\text{flex}} = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi (62.5)^3}{32} = 2.40 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

El módulo de sección para un elemento a torsión es igual a dos veces el modulo por flexión

$$Z_{\text{tor}} = 2Z_{\text{flex}} = 2(2.40 \times 10^{-5}) = 4.80 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Seguidamente, el módulo de sección se utilizará para hallar la magnitud del esfuerzo normal y de cortante, respectivamente. Estos esfuerzos son producto de las interacciones entre el husillo porta pieza y los elementos mecánicos que le suministran potencia al mismo.

Como se explico, la máquina estará dotada de un sistema de fijación, similar al utilizado en un torno convencional; es decir, un plato universal; con éste se aprovecha que es un elemento que cuenta con dimensiones estándar; que proporciona versatilidad en cuanto al montaje y al mismo tiempo, la mayoría de talleres de manufactura de piezas metálicas cuentan con al menos uno de estos sistema de fijación.

Por consiguiente, el análisis consistirá en determinar la posibilidad de falla en área crítica del elemento. Para ello, se aplicará la ecuación (3.26), con la cual se determinará un factor de servicio (o diseño), y a partir del valor obtenido, se concluirá sobre el resultado.

Para poder utilizar la ecuación (3.26), primero se debe especificar el valor de cada reacción en los puntos de apoyo del husillo, luego, seleccionar un material de prueba y así evaluar la ecuación anteriormente mencionada.

#### Cálculo de las reacciones sobre el husillo

En la figura 3.4, se presenta un esquema del conjunto reductor de velocidad tipo vertical de la pieza de trabajo; en este esquema también se puede apreciar el husillo con todos sus cambios de sección designados con las letras desde “a” hasta la “c”.

Sobre la sección “a”, y hasta el cambio de sección u hombro, se montará una rueda dentada con 88 dientes la cual se fijará al husillo por medio de una tuerca de fijación.

En este punto, y dado que aquí estará ubicada una rueda dentada, se tendrán dos tipos de fuerzas: una radial  $F_{ar} = 13.54 \text{ N}$  y otro tangencial  $F_{at} = 37.20 \text{ N}$ .

La potencia se transmitirá, a través de la cuña en la rueda dentada, hasta el husillo. Como la fuerza que impulsa al engrane tiene dos componentes, el hombro entre la sección “a” y “b”, estará sometido a esfuerzos de torsión y flexión alternada (en esta parte no hay carga axial).

La sección “b”, se dividirá en dos partes: una lisa y otra roscada donde estarán las tuercas de fijación. Esta sección soportará toda la carga o peso de diseño (200lb), también el torque de arranque y de marcha. En consecuencia, el área de análisis o crítica, será la sección transversal que corresponde al diámetro de raíz en la parte roscada ubicada por debajo de las tuercas de fijación (sección B-B, Figura 3.19).

Al igual que la sección “b”, la “c” estará sometida a esfuerzos de torsión, flexión y tracción. El cambio de sección entre “b” y “c”, es para adaptar el Plato Universal al husillo.

El acople entre el husillo y plato universal, debe ser exactamente igual al ya existente en el torno de donde se tomará el plato universal.

La fórmula para determinar la magnitud del factor de servicio de un elemento sometido a momento variable, se presenta a continuación

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{eS}}{S_{nS}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Esta es la misma ecuación que se utilizo para dimensionar el eje intermedio del reductor de velocidad –página 39.

Si se prueba con un acero AISI 1045 rolando en caliente, la lista siguiente presenta la magnitud de cada uno de los factores a introducir en la ecuación anterior:

- ⊕  $S_u = 379 \text{ MPa}$
- ⊕  $S_y = 207 \text{ MPa}$
- ⊕  $S'_n = 0.5 \cdot 379 \times 10^6 \text{ Pa}$
- ⊕  $S'_n = 189.5 \times 10^6 \text{ Pa}$
- ⊕  $S_n = 0.85 \cdot 0.81 \cdot S'_n \text{ Pa}$
- ⊕  $S_n = 130.47 \times 10^6 \text{ Pa}$
- ⊕  $S_{sy} = 0.6 (S_y) = 0.6 \cdot 207 \times 10^6 \text{ Pa} = 124.2 \times 10^6 \text{ Pa}$
- ⊕  $S_{ns} = 0.6 \cdot 130.47 \times 10^6 = 78.28 \times 10^6 \text{ Pa}$

En la figura 3.13 se puede apreciar los diferentes diagramas de cortante, momento y torsión, del husillo a proyectar.

El engrane de 88 dientes está ubicado en la sección roscada “a”( Fig.3.18) superior del eje, esto induce un concentrador de esfuerzos debido a ranuras  $K_t = 3$ . Por debajo del engrane, hay un cambio de sección que sirve como hombro de apoyo al engrane. Sobre el cambio de sección habrá un chaflán bien redondeado y cuyo concentrador de esfuerzos es 1.5 (Fig. 3.19).

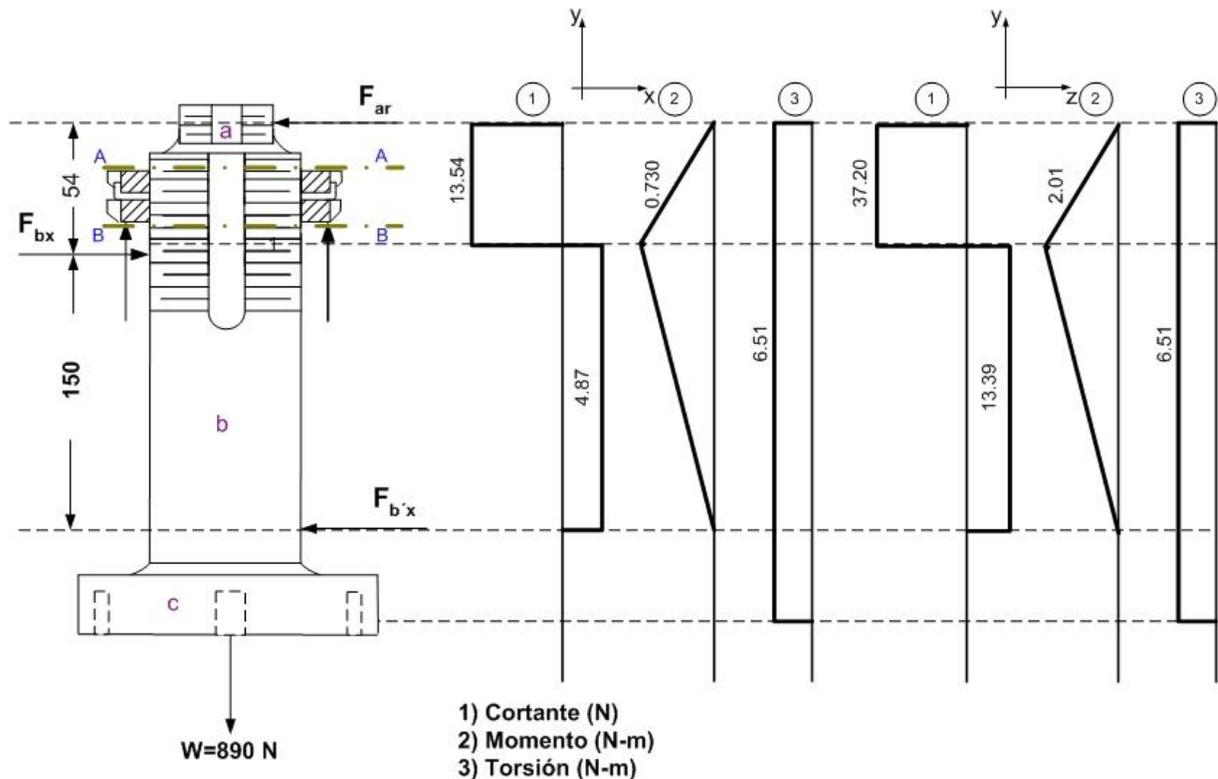


Figura 3.19 Gráfica de carga, momento, corte y torsión para husillo.

#### ⊕ Determinación del diámetro mínimo seguro de la sección crítica del husillo

Para este diámetro, se analizarán dos secciones críticas. Una estará localizada por arriba de las tuercas de fijación, en la cual el elemento estará sometido a esfuerzo de flexión, cortante y torsión; y otra estará localizada por debajo de las mismas en la cual únicamente abran esfuerzos de tracción y torsión. Ambas secciones estarán muy próximas entre si.

Los diagramas presentados en la figura 3.19, se utilizará para determinar los momentos resultantes en cada uno de los puntos de análisis.

Según el figura 3.19, el momento máximo en cada plano ortogonal se presenta en el mismo punto; para el plano X-Y y Y-Z, la magnitud del máximo momento flector es de 0.730 y 2.01 N-m, respectivamente. Por consiguiente, la resultante de ambos es:

$$M_b = \sqrt{0.730^2 + 2.01^2} = 2.14 \text{ N-m}$$

Para un torque constante de 6.51 Nm, el cálculo de los esfuerzos equivalentes se presenta a continuación

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f S_a = 0 + \frac{3(2.14)(32)}{\pi D_b^3} = \frac{12.84(16)}{\pi D_b^3}$$

$$S_{es} = \frac{S_n}{S_y} S_m + K_{fs} S_a = \frac{78.28 \times 10^6 (6.51)(16)}{124.2 \times 10^6 (\pi D_b^3)} + 0 = \frac{4.10(16)}{\pi D_b^3}$$

Sustituyendo estas magnitudes en la ecuación (3.26) y resolviendo para D

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\left( \frac{12.84(16)}{\pi D_b^3} \right)^2}{S_n} \right) + \left( \frac{\left( \frac{4.10(16)}{\pi D_b^3} \right)^2}{S_{ns}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( \frac{\left( \frac{12.84(16)}{\pi D_b^3} \right)^2}{130 \times 10^6} \right) + \left( \frac{\left( \frac{4.10(16)}{\pi D_b^3} \right)^2}{78.28 \times 10^6} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Para un factor de N=2, el diámetro mínimo seguro es de 10.44 mm ( $\approx 7/16$  pulg).

#### Análisis de la sección B-B

Como se menciona anteriormente, esta sección se encuentra por debajo de tuercas de fijación; por ende, los esfuerzos a los cuales está sometida la sección son de tracción y corte por torsión.

Las ecuaciones equivalentes para evaluar la ecuación 3.26 son:

$$\begin{aligned}
 S_e &= \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f S_a \\
 &= \frac{S_n}{S_y} S_m + 0 = \frac{130.47 \times 10^6}{207 \times 10^6} \left( \frac{F}{A_{B-B}} \right) + 0 \\
 &= 0.630 \left( \frac{890}{\frac{\pi D_{B-B}^2}{4}} \right) = \frac{2.24 \times 10^3}{\pi D_{B-B}^2} \\
 S_{es} &= \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f S_a = \frac{78.28 \times 10^6 (6.51)(16)}{124.2 \times 10^6 (\pi D_{B-B}^3)} + 0 = \frac{4.10(16)}{\pi D_{B-B}^3} = \frac{65.60}{\pi D_{B-B}^3}
 \end{aligned}$$

Sustituyendo ambos factores en la ecuación 3.26 se obtiene la siguiente fórmula en función del diámetro (D) para la sección B-B.

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\left( \frac{12.84(16)}{\pi D_b^3} \right)^2}{S_n} \right) + \left( \frac{\left( \frac{4.10(16)}{\pi D_b^3} \right)^2}{S_{ns}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( \frac{\left( \frac{2.24 \times 10^3}{\pi D_{B-B}^2} \right)^2}{130 \times 10^6} \right) + \left( \frac{\left( \frac{65.60}{\pi D_{B-B}^3} \right)^2}{78.28 \times 10^6} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Como se pudo observar, la ecuación anterior no es tan explícita como para obtener el valor de la sección (D) en forma directa. En consecuencia, se tomará un diámetro de prueba, y luego se calculará el factor de seguridad.

Con D=125 mm en la ecuación anterior el factor de seguridad es aproximadamente igual a 30. Al aumentar más el diámetro, el factor de servicio también lo hará; así, dado que este elemento fue copiado directamente de uno en existencia, las dimensiones finales estarán restringidas por el tipo de cojinete disponible en el mercado.

En el plano se presenta las dimensiones recomendadas para el eje.

### Selección de cojinetes de rodillo

Para seleccionar el par de cojinetes de rodillo a instalar en el husillo, se tomara como criterio la capacidad de carga dinámica del rodamiento y la geometría más conveniente que facilite el montaje.

En la figura 3.19 se presenta un diagrama de cuerpo libre para el husillo, en este se incluye tanto la fuerza radial como tangencial, así como también, el peso de “suspensión” ( $W$ ). Por lo tanto, el tipo de rodamiento estará expuesto a cargas radiales y axiales con las cuales se calculará la carga equivalente de selección.

### Selección del tamaño del rodamiento

Volviendo a figura 3.19, se observa que solo la sección “b” llevará cojinetes: uno situado en la parte superior y el otro en el parte inferior. Por estar conectados al mismo eje rígido, ambos cojinetes trabajarán bajo las mismas condiciones de velocidad, no así la carga de trabajo, dado que, mientras el primer cojinete (parte superior) soportará cargas radiales y axiales, el segundo únicamente soporta cargas de tipo radial.

De lo anterior se concluye que: el cojinete de rodillos localizado en la parte superior de la sección “b”, será el cojinete objeto de análisis; los resultados serán igualmente válidos para el cojinete ubicado en la parte inferior.

Con el objetivo de facilitar el ensamble, el diámetro interno del cojinete de rodillo debe ser igual al diámetro del eje, teniendo un ajuste de holgura, el cual permitirá el desplazamiento axial del husillo cuando la pieza de trabajo, situada entre el plato y el contrapunto, se dilate.

El diámetro de la sección “b” es igual a 65 mm; luego, de catalogo de rodamientos SKF, se seleccionará un rodamiento para un diámetro interior igual a 65 mm y que resista cargas axiales y radiales. Para este caso se tienen tres tipos de rodamientos que podrían funcionar de manera satisfactoria, estos son: rodamiento de bolas con contacto angular, el rodamiento de rodillos cónicos y rodamiento rígido de bolas.

El primer tipo de rodamiento, está diseñado para soportar cargas combinadas (radiales y axiales). La línea de acción de la carga, en los contactos entre las bolas y los caminos de rodadura, forma un ángulo con el eje del rodamiento. Es un tipo de rodamiento para altas velocidades, su diseño especial hace de este un elemento con un precio elevado.

El segundo rodamiento es un rodillo cónico, la línea de acción de la carga a través de los rodillos forman un ángulo con el eje del rodamiento, por lo que estos rodamientos son particularmente para soportar cargas combinadas (axial y radial).

Estos rodamientos son desmontables; es decir, que el aro exterior (copa) y el aro interior con la corona de rodillos (cono) puede montarse por separado; por lo tanto, solo pueden soportar cargas en un sentido. Según lo anterior, al optar por montar un par de estos rodamientos, cuando el husillo se desplace axialmente, éste tenderá a sacar la corona de rodillos de la copa, provocando un des-alineamiento del husillo y vibraciones del sistema.

En cuanto al tercero, éste es un rodamiento rígido de bolas de una hilera no desmontable. Algunas de sus características principales son su diseño sencillo que hace de este, el rodamiento más popular de todos; es adecuado para altas velocidades y requiere pocas atenciones de servicio. Debido a que el eje, además de girar, tendrá un desplazamiento axial, se debe de colocar un rodamiento que permita tal desplazamiento por parte del husillo, sin desajustarse. Por lo tanto, el rodamiento de rodillos y el de contacto angular no pueden ser empleados en este diseño; debido a que éstos solo pueden soportar carga en una dirección.

Consiguientemente, el análisis se realizará para un par de rodamientos rígidos de bolas.

Luego de haber explicado brevemente cada uno de los rodamientos de uso potencial y haber elegido el más adecuado para las condiciones de trabajo, los cálculos necesarios para comprobar dicha selección son los siguientes:

Como se tiene las dimensionales del eje, como primer paso se buscará en el catálogo del fabricante un rodamiento rígido de bolas con un diámetro interior de 65 mm; en el catálogo se tienen cuatro tipos distintos de rodamientos: con una placa de

protección, con dos, con una placa obturación y de dos placas obturación. Todos con un diámetro interior de 65 pero con uno exterior que va desde 100 hasta 140 mm.

Todos lo rodamientos cumplen con la restricción del diámetro interior, sin embargo, se optará por el de diámetro exterior menor (factor económico). Un rodamiento 6013-Z, con  $d=65$  mm,  $D=100$  mm y una placa de protección, será un elección preliminar.

#### Cargas sobre el rodamiento

El rodamiento, ubicado en la parte superior del eje, estará sometido a una fuerza radial de 53.89 N (fuerza resultante) y axial de 890 N.

La vida útil de diseño recomendada para una máquina industrial (polipasto) en según la referencia 9 (mott) es de 20000 horas de servicio ( $L_{10h}$ ).

Con los datos recopilados, la carga equivalente ( $P$ ), se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P = V(X)(F_r) + YF_a \quad (3.65)$$

donde:

$V$  = factor de rotación: 1.0 para anillo interior girando, 1.2 para anillo exterior girando.

$X$  = Factor de carga radial (ver anexos)

$Y$  = Factor de carga axial

$P$  = Carga equivalente, N

$F_r$  = Carga radial, N

$F_a$  = Carga axial, N

Para determinar tal magnitud, se tiene que determinar la magnitud de los factores  $X$  y  $Y$ , éstos se proporcionan en la figura 1, anexo 11; Sin embargo, para poder utilizar los datos de la figura, primero se debe de calcular los factores de carga siguientes

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{890}{19600} = 0.045 \quad (3.66)$$

Para este valor según figura 1, anexo 11,  $e = 0.24$ .

La relación entre carga axial y radial, da el siguiente resultado

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{53.89}{890} = 0.06 \quad 3.67$$

El valor de “e”, debe ser comparado con razón de carga axial a carga radial, luego, determinar los coeficientes x y y.

Así, comparando “e” con la razón de carga, se ve que la magnitud de la ecuación (3.67) es mayor que (3.66). Por lo tanto, el valor para X y Y es de 0.56 y 1.8 respectivamente.

Sustituyendo estos valores en la ecuación (3.60), la carga equivalente es

$$P = 1.0(0.56)(890) + (1.8)(53.89) = 595.40\text{N}$$

Cálculo de la carga estática equivalente

$$P_o = 0.6(F_r) + 0.5(F_a) = 477.33\text{N}$$

Como 595.40 es mayor que 477.33, se usará  $P = 595.40\text{ N}$  como valor de diseño para calcular la vida nominal del rodamiento, ésta se expresa de la manera siguiente

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b = \left(\frac{23600}{595.4}\right)^3 = 62274 \times 10^6 \text{ rev}$$

donde:

C = Capacidad de carga dinámico o básica

b= 3 para rodamientos de bolas

Dado que la velocidad a la que girará el eje será constante, es conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio ( $L_{10h}$ )

$$L_{10h} = L_{10} \left( \frac{10^6}{60n} \right) = 62274 \left( \frac{10^6}{60(80)} \right) = 12.97 \times 10^6 \text{ hr}$$

Conclusión sobre los resultados

El resultado de la ecuación anterior es mayor que la vida nominal recomendada en la guía para los valores de duración en horas de servicio para tales condiciones de servicio. Por ende, un rodamiento rígido de bolas cuya designación es 6013-Z según la SKF, y 6013-LLU para la NTN; ambos rodamientos serán una elección satisfactoria.

#### 3.4.12 Diseño de soporte giratorio (contrapunto)

En esta etapa se diseñara un soporte de punto giratorio en el cual se apoyará la mayoría de piezas a temprar. Dado que se esta diseñando una máquina en la que se va a templar piezas de dimensiones variadas (siempre que éstas se encuentren dentro del rango permitido por la máquina) la máquina deberá poseer un sistema que permita inmovilizar y a la vez alinear la pieza de trabajo con respecto a un eje vertical e imaginario que precisamente coincide con el eje del plato contrapunto. Por lo tanto, el soporte deberá de ser ajustable o de longitud regulable, con lo cual se ajustándose a las dimensiones de la pieza de trabajo, para que posteriormente ésta pueda ser puesta en movimiento de giro con respecto a su eje vertical que precisamente coincide con el mismo del husillo. En la figura 3.20, se observa un esquema detallado del contrapunto giratorio.

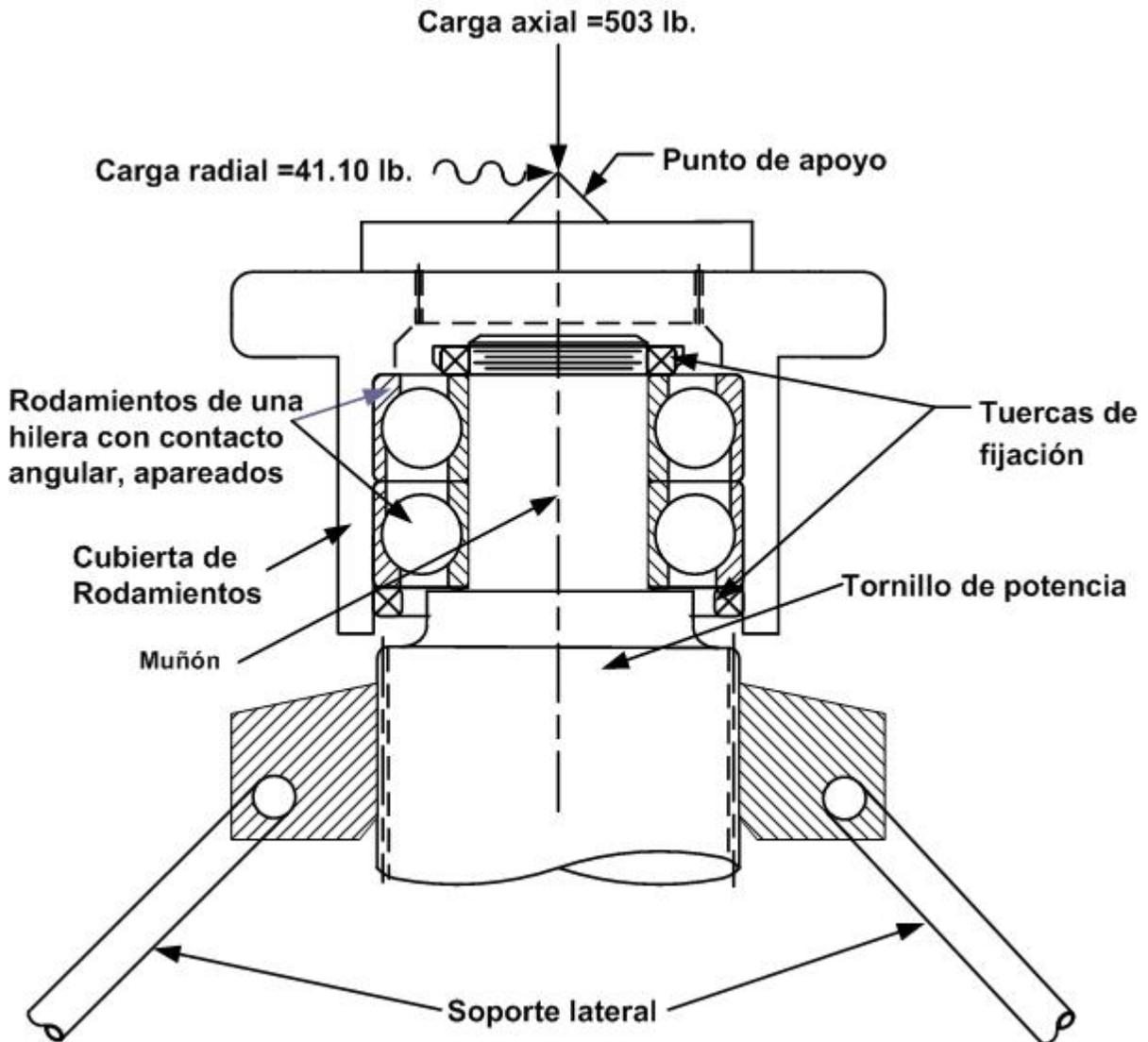


Figura 3.20 Esquema del cabezal giratorio (contrapunto)

Con lo planteado, se puede ver que, se tienen dos dificultades a resolver: el desplazamiento longitudinal del punto giratorio y el mismo punto giratorio.

En cuanto a la primera, esto se resuelve con la implementación de un tornillo de potencia el cual se desliza dentro de un cilindro hueco con la base fija al suelo que servirá como tuerca, y el tornillo de potencia que se enroscará a él. La longitud de la parte no soportada (no enroscada) será lo suficientemente larga como para impedir que esta falle por pandeo (efecto de columna); también, se seleccionará un material el cual proporcione resistencia y rigidez al tornillo de potencia.

En cuanto a la función del elemento como punto giratorio, el tornillo estará dotado, en su extremo superior, con un cabezal giratorio en donde se montará la pieza de trabajo.

Para lograr dicha independencia o libertad de giro del cabezal, éste no se acoplará directamente sobre el tornillo; de hacerlo así, esto sería un montaje rígido que pondría mucha resistencia al giro de la pieza, resultando un sistema no muy práctico. Además, si el cabezal se une de manera rígida con el tornillo, implica que todo el sistema, rosca, tornillo, cabezal, y otros elementos, se tendrían que poner a girar lo que traería más dificultades en diseño.

Por lo tanto, para simplificar el análisis, tanto la camisa del tornillo como el eje roscado, permanecerán fijos al piso y por ende, inmóviles; el cabezal tendrá libertad de giro sobre el eje vertical ya que éste se montará sobre un par de rodamientos rígidos de bolas cuya pista interior permanecerá fija al extremo superior del tornillo. Ver figura (3.20).

Para comenzar con el diseño del tornillo, se asumirá un diámetro y una longitud de prueba, así como también, un material idóneo para el mismo. Por lo tanto, se probará con un tornillo de rosca cuadrada modificada con 25.4 mm (1 pulg) de diámetro nominal, 4 hilos por pulgada y un espesor de rosca en la raíz de 3.5 mm (0.1357 pulg) además de una longitud no soportada (no roscada) de 400 mm (15 pulg.).

Según Deutchman<sup>2</sup> para un tornillo cuya longitud de la parte no soportada sea mayor que ocho veces el diámetro, el análisis debe incluir el efecto de columna para el cual la ecuación de Ritter es la recomendada, la cual es una fórmula modificada de Gordon-Rankin,.

$$s_a = \frac{p}{A} \left[ 1 + \left( \frac{L}{k} \right) \frac{S_{yp}}{\pi^2 KE} \right]$$

---

<sup>2</sup> Referencia [6]

donde:

$s_a$  = Esfuerzo inducido en el lado cóncavo de la columna, lb/pulg<sup>2</sup> el esfuerzo no deberá exceder al esfuerzo de diseño a compresión del material

$S_{yp}$  = Esfuerzo en el punto de cedencia del material, lb/pulg<sup>2</sup>

$A$  = Área de la sección transversal de la columna, pulg<sup>2</sup>

$L$  = Longitud de la columna entre apoyos, pulg<sup>2</sup>

$k$  = Radio de giro mínimo =  $I/A$ , pulg

$P$  = Carga de la columna, lb

$E$  = Módulo de elasticidad, lb/pulg<sup>2</sup>

$K$  = Factor que depende de cómo estén soportados los extremos de la columna; 2 para extremo fijo y otro articulado.

De los datos anteriores, 25.4 mm de diámetro nominal y 400 mm de longitud no soportada, la relación entre ambas es superior al valor mínimo, por lo tanto, el análisis por pandeo es justificable y éste se presenta a continuación.

Para un acero AISI 1045 rolando en caliente, con un esfuerzo de fluencia de 42 Ksi,  $E = 30 \times 10^6$  psi y un carga axial de 530 lb, se puede calcular el esfuerzo en el lado cóncavo, esto es

$$s_a = \frac{530}{\pi(0.781)^2} \left[ 1 + \left( \frac{15.7}{0.25} \right) \frac{42 \times 10^3}{\pi^2 2(30 \times 10^3)} \right] = 1.34 \times 10^3 \text{ psi}$$

Este esfuerzo está muy por debajo del esfuerzo de fluencia del material; por lo tanto, el elemento no fallará bajo servicio.

Análisis de cortante sobre los hilos del tornillo del área soportada

La carga será soportada por un número determinado de hilos. No todos tendrán la misma contribución en cuanto a la resistencia del tornillo; por lo tanto, mediante la ecuación (3.68) se determinara el número de hélices necesarias (en el área soportada) para resistir la carga de cortante en dirección axial, esta es

$$\tau = \frac{3W}{2A} \quad (3.68)$$

donde:

A = Área del número de hélices necesarias para soportar de forma segura la carga.

W= Peso total a soportar

Al reemplazar los términos de la ecuación con las magnitudes que corresponden, la fórmula anterior queda de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{3W}{2A} = \frac{3W}{2\pi d_r n b} = \frac{0.557(S_{yp})}{N}$$

donde:

$d_r$  = diámetro de raíz del tornillo, 0.781 pulg

n = número de hélices del área que soportará la carga

b = espesor de la hélice en la raíz, 0.1357 pulg

N = factor de servicio; éste es igual a 3

Introduciendo los datos

$$\frac{0.557(42 \times 10^3)}{3} = \frac{3(503)}{2\pi(n)(.781)(0.1357)}$$

Resolviendo esta ecuación para el número de hélices necesarias (n)

$$n = 0.294 \approx 0.3$$

Se requiere de menos de una hélice para soportar la carga de trabajo que el sistema inducirá.

Se prevé que la zona no soportada sea igual a 400 mm. De los cuales para facilitar la fabricación de éste, únicamente la mitad estará roscada (ambos extremos).

Según Deutchman, el 54% de la longitud total roscada, 150 mm (300 mm/2), corresponde al área efectiva roscada; consecuentemente, la longitud total roscada se puede determinar al multiplicar la longitud roscada por el porcentaje efectivo

$$150 (0.54) = 81 \text{ mm } (3\frac{1}{4} \text{ pulg.})$$

Para obtener el número de hélices contenida en la longitud roscada, se divide la longitud efectiva calculada, por el ancho de la raíz

$$\frac{81\text{mm}}{3.45\text{mm}} \approx 23 \text{ Hilos o hélices.}$$

Como se puede observar, este valor sobrepasa por mucho al número de hélices calculado, por lo que la elección es satisfactoria. Sin embargo, y como más adelante se explicará, por razones practicas, el diámetro nominal del tornillo será de 2 pulg. con  $2\frac{1}{4}$  pulg y 1.621 pulg de diámetro de raíz -ver en anexos la tabla con las propiedades de una hélice cuadrada modificada.

Ahora que se cuenta con el diseño preliminar del tornillo de potencia el cual tendrá una función similar a la de un gato mecánico usado para elevar vehículos. Se puede comenzar con el diseño del cabezal giratorio, el cual constará de tres partes fundamentalmente: caja cilíndrica (en donde se alojará los rodamientos), plataforma o cubierta y contrapunto de centro. Todo estará unido por medio de tornillos de fijación a excepción del punto de centro, el cual será fijado a la plataforma por medio de ajuste con interferencia. Todos los componentes del cabezal, se presentan en la figura 3.19.

## Selección del tipo de rodamiento rígido de bolas

De forma aproximada, se ha determinado la magnitud de la carga axial que el sistema contrapunto soportará; sin embargo, aunque se prevé que las piezas serán simétricas en su sección transversal, existe la posibilidad de que más de alguna no esté balanceada, y por lo tanto, se produzcan inestabilidades o vibraciones en el sistema cuando ésta arranque o esté en marcha. Los rodamientos y lo elemento que interactúan con estos, serán los que absorberán las cargas; por lo tanto, para la selección del rodamiento, se debe de incluir un tipo de carga radial además de la carga longitudinal ya existente.

Las asimetrías de piezas que le produzcan algún tipo de inestabilidad dinámica al sistema, pueden tener formas y efectos variados; por lo tanto, el tratar de hacer un análisis para cada caso en particular sería una tarea muy complicada. No obstante, la consecuencia de hacer girar una pieza des-balanceada entre dos puntos, plato y contrapunto, producirá cargas dinámicas las cuales actuarán en dirección radial al eje con que gira la máquina. Para incluir estas cargas en la selección de los rodamientos, se hará análisis cinético de una pieza cilíndrica la cual contiene una excéntrica, la cual gira a la velocidad del eje. Este elemento se presenta en la fig. 3.21, sus mediadas están en base a piezas frecuentemente fabricadas en talleres metal mecánica. En la figura 3.21, se presenta el esquema del elemento y su modelo dinámicamente equivalente al cual se le aplicará el principio de d'Alambert<sup>3</sup> (la suma de todas las fuerzas en el sistema móvil [incluidas las fuerzas de inercia] deben ser iguales a cero. Así, para calcular la magnitud de la carga debido a la excentricidad del objeto que gira, primero determinará la masa de la excéntrica; luego, se calculara el radio de giro de la misma, para concluir con el cálculo de la magnitud de la fuerza centrífuga que producirá una reacción radial sobre el cabezal y por ende, también en el contrapunto.

El cálculo aproximado de la masa de la excéntrica, es

$$m = \rho V$$

---

<sup>3</sup> la suma de todas las fuerzas en el sistema móvil (incluidas las fuerzas de inercia) deben ser iguales a cero.

$$m = (\rho) \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = (7850) \frac{\pi(0.305^2 - 0.152^2)}{4} = 21.89 \text{ kg (48.28lb.)}$$

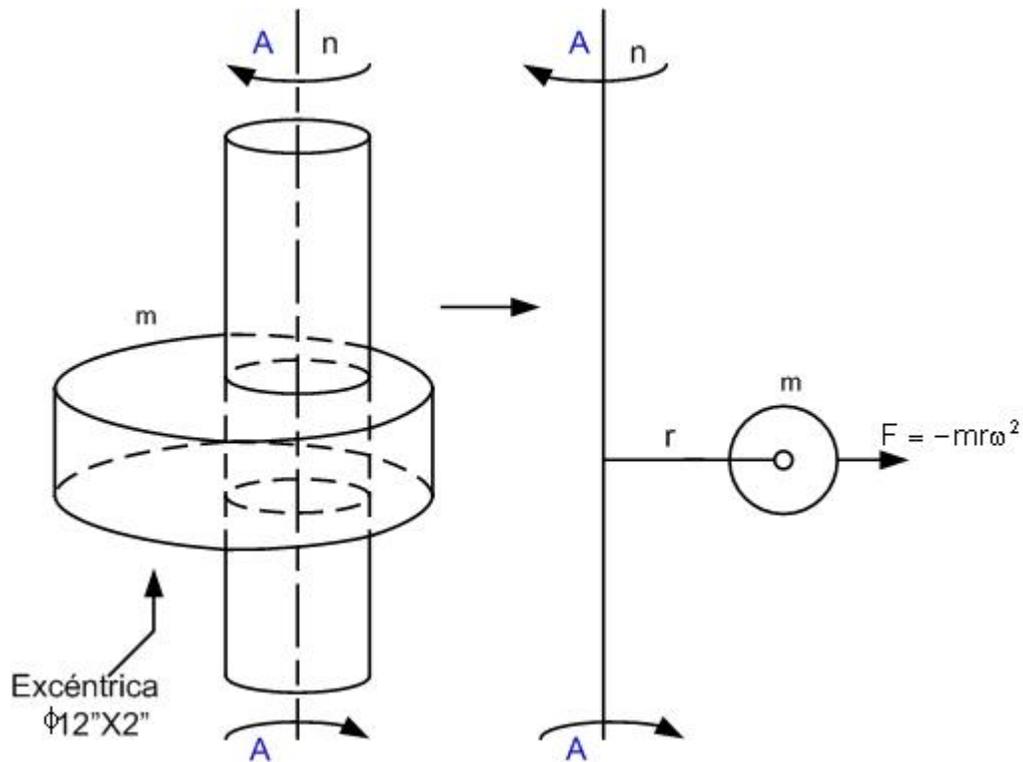


Figura 3.21. Esquema que representa la cargas por des-balance sobre el sistema.

El momento de inercia con respecto al eje A-A, donde la excentricidad es igual 2 pulg, se calcula haciendo uso del teorema de los ejes paralelos, y éste tiene un valor de:

$$I_{A-A} = \frac{1}{2}m(D/2)^2 + mr^2$$

$$I_{A-A} = \frac{1}{2}(21.89)(0.305/2)^2 + 21.89(0.0508)^2$$

$$I_{A-A} = 0.309 \text{ kg} - \text{m}^2$$

El radio de giro (k), es igual a

$$k = \sqrt{\frac{I_{A-A}}{m}} = \sqrt{\frac{0.309}{21.89}} = 0.119\text{m (4.69pulg)}$$

Con los datos anteriores, la magnitud de la fuerza centrífuga de des-balance, puede ser determinada mediante la siguiente ecuación

$$|F| = mr\omega^2 = 21.89(0.119)\left(\frac{80(2\pi)}{60}\right)^2 = 182.82\text{N (41.10lb)}$$

El resultado anterior se empleará para determinar la carga equivalente (P), que se utilizará en la selección del rodamiento.

Selección del rodamiento a emplear en el cabezal giratorio

En la figura 3.20, se presentan las cargas que actúan sobre el cabezal del contrapunto giratorio.

El análisis que se sigue es para seleccionar un par de rodamientos rígidos de rodillo. Para esto, lo primero que se hará es determinar la carga equivalente (P). Para esto, como primer paso se escogerá un rodamiento que satisfaga las restricciones del montaje (ver Fig. 3.19). Para este caso, se considerará un rodamiento de bolas con contacto angular, pues cumple con todas las restricciones del montaje.

Por conveniencia el diámetro del muñón en donde se instalará el rodamiento, será de 25 mm (1 pulg). Luego de este habrá un escalonamiento de diámetro igual a 50.8 mm (2 pulg).

Para este rodamiento, la carga equivalente dinámica es:

$$P = VXF_r + YF_a$$

donde:

V = Factor de rodadura 1.2 por rodadura del aro exterior

Para determinar la carga equivalente P, se debe conocer los valores de X y Y.

$$\frac{iF_a}{C_o} = \frac{1(2358\text{N})}{7650\text{N}} = 0.308 \qquad \frac{F_a}{VF_r} = \frac{2358}{1.2(182.82)} = 10.74$$

Se observa que la magnitud de  $\frac{F_a}{VF_r}$  es mayor que  $\frac{iF_a}{C_o}$  y que el factor “e” (ver página del catálogo en anexos 11), para lo que tanto X como Y, tienen un valor de X=0.35 y Y=0.57, respectivamente.

Aplicando la ecuación para la carga dinámica equivalente

$$P = (0.35)(1.2)(2358) + (0.57)(182.82) = 1094.56 \text{ N}$$

Se espera que este rodamiento dure al menos 12000 horas de servicio. (catálogo general de la SKF, anexo 27)

La capacidad de carga dinámica para este rodamiento es

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p = \frac{1000000}{6080} \left( \frac{C}{1094.56} \right)^3 = 12000 \text{ horas de servicio}$$

Resolviendo para C

$$C = 4227.14 \text{ N}$$

Según el catálogo general del fabricante de este rodamiento, la capacidad de carga dinámica por cada rodamiento, es de 11400 N; apareados, 18300 N. El primer valor es 2.7 veces mayor que el valor de C calculado, y por lo tanto éste es una elección aceptable.

## Resumen de la selección

Según la figura 3.19, se necesitara de dos rodamientos para que el cabezal funcione adecuadamente. Consecuentemente, se escogerá un par de rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular, apareados, y cuya designación, según el catálogo de la SKF, es: 7205-BG o BNT205 según la NTN.

En anexos 11 se encuentran los datos técnicos del rodamiento, así como las dimensiones del mismo, entre otra información de tipo técnica relacionada.

### 3.4.13 Selección de la banda en V (sub-sistema reductor de velocidad de la pieza de trabajo)

Como se presentó en las especificaciones de diseño, la potencia necesaria para hacer girar a la pieza de trabajo, será suministrada por un motor eléctrico a través de diferentes elementos de transmisión de potencia; uno de estos elementos será una banda en V. La decisión de utilizar dicho elemento flexible fue debida a las ventajas que ésta presenta con relación a otros elementos de usos similares. Entre las ventajas se puede citar, por ejemplo, la facilidad con que se puede ajustar la distancia entre centros, la reducción de choques por cambios inesperados de velocidad y por último, por su funcionamiento silencioso.

Después de haber justificado la elección de este elemento, se procede con los cálculos para la selección. Así, se inicia asumiendo un diámetro para la polea conducida (figura 3.22); por conveniencia, el diámetro de ésta será el máximo disponible en las salas de venta en ferreterías locales, la cual corresponde a una polea en V con diámetro de paso de 43 cm (17 pulg); ésta estará conectada aun eje intermedio que girará a 251 rpm. La polea conductora tendrá una diámetro de paso de 9 cm (3.5 pulg); se asume una distancia de 74 cm entre centros de ambas poleas.

Del análisis de la cinemática del sistema se retoma el valor de la velocidad angular del plato universal fijado aproximadamente en 82.5 rpm.

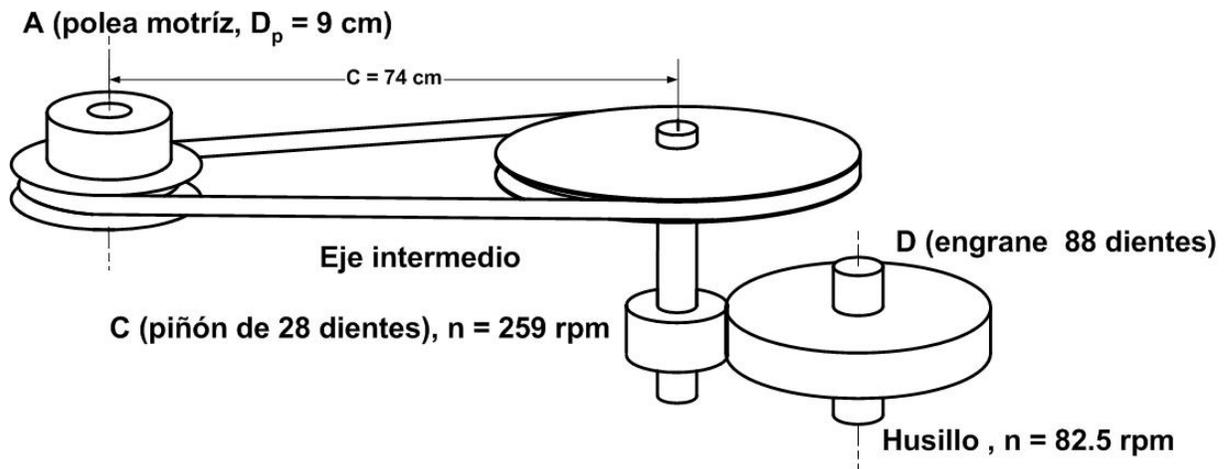


Figura 3.21. Esquema de la transmisión a utilizar para hacer girar el plato universal.

El torque necesario para hacer girar el conjunto de elementos constituidos por la pieza a templar (para las dimensiones máximas), plato universal, husillo y por último, el engrane de 88 dientes Módulo 2, es igual a 7.52 Nm. Así, la fuerza tangencial,  $F_{tD}$ , en el engrane D es

$$T = F_{tD} (r_{engrane}) = 7.52 = F_{tD} \frac{(M)(Z)}{2} = F_{tD} \frac{(2)(88)}{2} = F_{tD} \left( \frac{0.176}{2} \right) = F_{tD} (0.088)$$

$$F_{tD} = \frac{T}{(0.088)} = \frac{7.52 \text{ Nm}}{(0.088) \text{ m}} = 85.4 \text{ N (19.20 Lb)}$$

$F_{tD}$  es igual que  $F_{tC}$ , por lo tanto, el torque en el piñón C es

$$\frac{T_{engrane}}{r_{engrane}} = \frac{T_{piñón}}{r_{piñón}}$$

$$T_{piñón} = T_{engrane} \left( \frac{r_{piñón}}{r_{engrane}} \right) = 7.52 \left( \frac{0.028}{0.088} \right) = 2.39 \text{ Nm}$$

Con este valor de torque y la velocidad angular de la polea B, se puede calcular una potencia nominal sin tomar en cuenta la inercia de cada elemento; dicha potencia se calcula con la ecuación siguiente:

$$p_{ot} = T_B \omega_B = 2.39\text{Nm}(259\text{rpm}) \frac{2\pi}{60} = 64.82\text{ watt}(0.08\text{hp})$$

La potencia encontrada es de tipo fraccional (< 1 hp). La potencia fraccional encontrada tiene ventajas, una de ellas es el bajo precio de estas unidades, así como también el bajo consumo de energía; sin embargo, presenta inconvenientes en cuanto a existencias de éstos en el mercado nacional y la confiabilidad de estos para las condiciones de servicio requerido. Por lo tanto, para solventar tales inconvenientes se asume una potencia de ¼ hp o 186.42 Watt, valor que será comprobado cuando se presente el procedimiento para la selección del motor.

Hasta aquí, se ha determinado la potencia del motor; para calcular la potencia de diseño, se multiplicará la potencia del motor por un factor de servicio que depende de los factores tales como: tipo de unidad motriz, máquina a la cual estará conectado, y por último, del número de horas por día que se prevé prestará servicio la máquina. Así, según la referencia [3], (tabla 13.1), para un motor de C.A. con un torque normal, trabajando menos de 6 horas por día y conectado a una máquina méscadora (según tabla), el factor de servicio, F.S, es de 1.1 por lo que la potencia de diseño es

$$P_{\text{diseño}} = 1.1(186.42\text{ watt}) = 205\text{ watt}(0.275\text{Hp})$$

La velocidad lineal de la banda es igual a

$$v_a = \frac{\pi D_p n}{60} = \frac{\pi(0.09\text{m})(1750\text{rpm})}{60} = 8.24\text{m/s} (1621\text{ pies/minuto}).$$

Dado que  $v_a > 1000$  pies/minuto, la elección de transmisión por banda es acertada.

Como paso siguiente, se calculará la potencia específica por banda, para ello se usará la tabla (3.4), para bandas para baja potencia.

Tabla 3.4. Potencia específica por banda tipo L en función del diámetro de paso de la polea conducida

<b>Banda para caballos de fuerza fraccional</b>											
<b>banda</b> 3L	<b>Diámetro</b>	1.25†	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0		
	<b>Potencia</b>	0.09	0.15	0.23	0.29	0.43	0.55	0.61	0.67		
<b>banda</b> 4L	<b>Diámetro</b>	1.25†	1.5†	2.0†	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	
	<b>Potencia</b>	0.09	0.14	0.29	0.60	0.88	1.17	1.37	1.49	1.61	
<b>banda</b> 5L	<b>Diámetro</b>	2.2†	2.5†	3.0†	3.4	3.9	4.4	4.9	5.4	5.9	6.4
	<b>Potencia</b>	0.36	0.45	0.71	1.07	1.52	1.95	2.26	2.39	2.50	2.59

En la tabla se presento la potencia específica por banda ya sea esta tipo 3, 4 o 5L, todas en función del diámetro del la polea conductora a 1750 rpm. Las dimensiones de la sección transversal para cada una, se presenta en la figura 3.23



Figura 3.23. Dimensiones características para diferentes tipos de bandas tipo L

Por conveniencia, se elegirá una banda en V tipo 4L con las dimensiones de su sección transversal indicadas en la figura anterior. De la tabla 3.4 y para un diámetro de paso de la polea conductora igual a 3.5 pulg, la potencia especificada es igual a 1.17 HP.

La potencia especificada por banda es afectada por el ángulo de la envolvente,  $\theta$ , de la banda en la polea acanalada conductora o más pequeña. Por lo tanto, mediante la siguiente ecuación se calculara el ángulo de la envolvente

$$\theta = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}\left[\frac{D_{p(\text{engrane})} - D_{p(\text{piñón})}}{2C}\right] = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}\left[\frac{0.432 - 0.09}{2(0.74)}\right] = 153^\circ$$

Para este ángulo de envolvente, el factor de corrección,  $C_\theta$ , es 0.92. [2]

Otro factor a considerar es el factor de corrección por longitud de la banda,  $C_L$ , el cual está en función de la longitud de la banda. Para calcular dicho factor, primero se deberá de determinar analíticamente la longitud de la banda, para lo que se hará uso de la siguiente ecuación

$$L = 2C + 1.57(D_{p(\text{engrane})} + D_{p(\text{piñón})}) + \frac{(D_{p(\text{engrane})} - D_{p(\text{piñón})})^2}{4C}$$

Introduciendo una distancia entre centros,  $C$ , de 74 cm, la longitud total de la banda es

$$L = 2(0.74) + 1.57(0.432 + 0.09) + \frac{(0.432 - 0.09)^2}{4(0.74)} = 2.34\text{m (92pulg)}$$

De la tabla de longitudes de las bandas, se escogerá una banda con 92 pulg.

Con este valor, el factor por longitud,  $C_L$ , tiene un valor de 0.96.

En anexos se presentan todas las tablas empleadas en la selección de la banda.

Ambos tomados de las tablas de [3, impulsores de banda].

Con la determinación de los factores, la potencia corregida especificada por banda

$P_{\text{ot}(\text{corregida})}$ , queda:

$$P_{\text{ot}(\text{corregida})} = C_\theta C_L P_{\text{ot}(\text{banda})} = (0.92)(0.96)(1.17\text{HP}) = 1.03\text{Hp}$$

Comparando el valor calculado con la potencia necesaria para acelerar todo el sub-sistema, se observa que la potencia corregida es 4 veces mayor que la requerida, y por lo tanto, el uso de una banda será satisfactorio.

Resumen de diseño

Tipo de fuente motriz: motor eléctrico AC de  $\frac{1}{4}$  Hp y torque constante.

Factor de servicio: 1.1

Banda: sección transversal 4L, longitud 94 pulg (2 pulg para holgura de ajuste), 1 banda.

Polea conductora: aluminio, diámetro de paso 3.5 pulg, ranura simple tipo 4L.

Polea: aluminio, diámetro de paso igual a 17 pulg, ranura simple tipo 4L

Distancia entre centro: 74 cm (corroborar durante el montaje)

### **3.4.15 Cálculo de la ecuación fundamental de la máquina.**

En esta sección se determinarán las ecuaciones fundamentales para cada sub-sistema reductor de velocidad.

Cálculo de la ecuación fundamental del sub-sistema reductor de velocidad de la pieza de trabajo

El siguiente análisis tiene como objetivo crear la ecuación fundamental del reductor de velocidad en el cual se establecerá torque preciso para impulsar una carga la cual corresponde a la pieza con dimensiones máxima para la cual está siendo diseñada la máquina (pieza cilíndrica con  $\phi 127$  mm x 1400 mm (5 x 55pulg) y un momento de inercia de  $5.85 \times 10^{-1}$  kg-m<sup>2</sup>).

Para completar el análisis del sub-sistema reductor de velocidad, se determinará la potencia necesaria para acelerar la pieza de trabajo desde reposo hasta una velocidad angular,  $\omega$ , de operación de 8.64 rad/seg (82.5 rpm) en un tiempo, t, igual a 0.8 segundos.

Así, planteado lo anterior, se precisa determinar la ecuación fundamental del sub-sistema reductor, y dado que todos los elementos que constituyen el reductor de velocidad están limitados a movimientos giratorios con respecto a su propio eje, la

energía consumida para cambiar la cantidad de movimiento angular de cada elemento afectará el desempeño de la fuente motriz que proporcione toda la energía al sub-sistema (motor eléctrico).

El principio básico que interviene para provocar un cambio en la velocidad angular de los elementos giratorios, es tomado de una de las ecuaciones fundamentales de la dinámica:

$$T = I\bar{\alpha} \quad (3.69)$$

donde T, representa el torque necesario para acelerar la pieza de trabajo; I, el momento de inercia de la masa de los componentes a acelerar y  $\alpha$ , el cambio en la velocidad angular (aceleración).

En la figura 3.23, se presenta el esquema del sub-sistema reductor; en éste se puede apreciar cada uno de los elementos constituyentes del tren reductor operando a diferentes velocidades. También la relación de velocidad y la eficiencia para cada uno de los modos de transmisión de potencia entre ejes. Para determinar la ecuación fundamental del reductor, primero se debe calcular la inercia efectiva,  $I_{efec}$ , de todo el sistema según es observada desde el motor, el cual no solo incluye la carga de la pieza de trabajo a acelerar, sino que también a todos los elementos interconectados en la línea de transmisión, dado que estos también consumen potencia de la fuente motriz. En consecuencia, la inercia de cada elemento que giran a una velocidad distinta a la del motor, se debe transformar en una equivalente, y esta inercia es proporcional al cuadrado de la relación de velocidades entre el elemento y el eje del motor. Matemáticamente ésta se relaciona de la siguiente manera:

$$I_{efec} = I \left( \frac{n_{conducido}}{n_{conductor}} \right)^2 \quad 3.70$$

Introduciendo la eficiencia para cada uno de los tipos de transmisión utilizados en el sistema, se produce una ecuación que proporciona un valor más exacto de  $I_{efec}$ , esta ecuación es:

$$I_{efec} = I \frac{\left( \frac{n_{conducido}}{n_{conductor}} \right)^2}{\eta} \quad (3.71)$$

Esta ecuación permite calcular el momento de inercia equivalente de un eje a una velocidad  $n_{conducida}$  con respecto a otro eje que está girando a una velocidad distinta ( $n_{conductor}$ ).

La eficiencia con que se transmite el movimiento de giro, así como también la potencia entre dos ejes, puede variar de acuerdo al tipo de transmisión; por ejemplo, para una transmisión por banda en V, la eficiencia es del orden de 0.85-0.90% [6]; para una transmisión mediante engranes rectos, esta es aproximadamente 0.95-0.98%; para transmisiones mediante el uso de cadenas de rodillos, la eficiencia es generalmente 0.98 %. El valor medio de las eficiencias proporcionadas, son los valores a emplear para la determinación de la ecuación fundamental de la máquina.

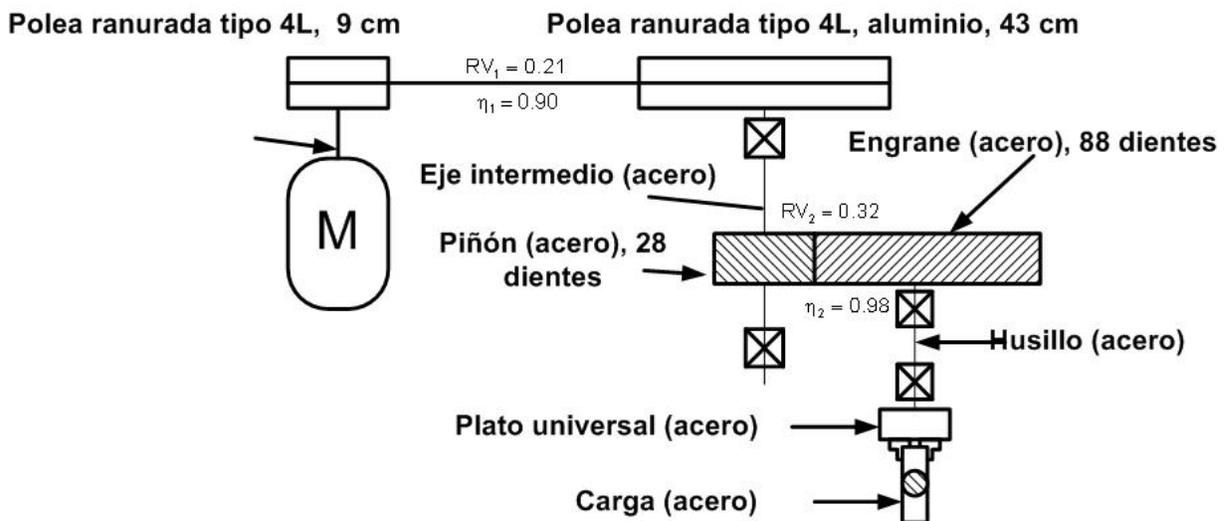


Figura 3.24. Esquema del sub-sistema reductor de velocidad de la pieza de trabajo.

Así, basada en la figura 3.24, la siguiente ecuación expresa el torque que debe desarrollar el motor para acelerar todo el sistema

$$T_m = \frac{(RV_1)(RV_2)}{\eta_1\eta_2} T_c + \left[ \begin{aligned} & I_{\text{eje(motor)}} + I_{\text{polea(9cm)}} + \frac{(RV_1)^2}{\eta_1} (I_{\text{polea(43cm)}} + I_{\text{eje intermedio}} + I_{\text{piñón(28dientes)}}) + \\ & + \frac{(RV_1)^2 (RV_2)^2}{\eta_1\eta_2} (I_{\text{engrane(88dientes)}} + I_{\text{husillo}} + I_{\text{plato}} + I_{\text{pieza}}) \end{aligned} \right] \times \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

donde:

$T_c$  = torque requerido para acelerar la carga (pieza a temprar).

$RV$  = relación de velocidad.

Según la ecuación 3.69, el torque de la carga,  $T_c$ , se puede expresar de la siguiente manera

$$T_c = I_{\text{pieza}} \bar{\alpha} = I_{\text{pieza}} \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

por lo que, introduciendo este resultado en  $T_m$ , la ecuación resultante queda de la siguiente manera:

$$T_m = \frac{(RV_1)(RV_2)}{\eta_1\eta_2} (I_{\text{pieza}}) \left( \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \right) + \left[ \begin{aligned} & I_{\text{eje(motor)}} + I_{\text{polea(9cm)}} + \frac{(RV_1)^2}{\eta_1} (I_{\text{polea(43cm)}} + I_{\text{eje intermedio}} + I_{\text{piñón(28dientes)}}) + \\ & + \frac{(RV_1)^2 (RV_2)^2}{\eta_1\eta_2} (I_{\text{engrane(88dientes)}} + I_{\text{husillo}} + I_{\text{plato}} + I_{\text{pieza}}) \end{aligned} \right] \times \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

La magnitud del momento de inercia para cada uno de los elementos giratorios, se presenta en la siguiente tabla resumen 3.4

Tabla 3.5 Tabla resumen con los momentos de inercia correspondientes a cada elemento giratorio del reductor.

ELEMENTO	MATERIAL	MOMENTO DE INERCIA (kg m <sup>2</sup> )
Polea de 9 cm	Aluminio	6.98x10 <sup>-4</sup>
Polea de 43 cm	Aluminio	1.18x10 <sup>-1</sup>
Eje intermedio	Acero	3.39 x10 <sup>-5</sup>

Tabla 3.5 Continuación.

Engrane de 20 dientes	Acero	$5.15 \times 10^{-4}$
Engrane de 88 dientes	Acero	$4.49 \times 10^{-2}$
Husillo	Acero	$1.35 \times 10^{-2}$
Plato	Acero	$1.18 \times 10^{-1}$
Eje de trabajo	Acero	$5.85 \times 10^{-1}$

Los valores de la tabla anterior fueron calculados mediante un software, lo que permitió calcular el momento de inercia en base a las dimensiones reales de cada elemento.

Introduciendo los datos de la tabla 3.5 en la ecuación de  $T_m$ , el torque que acelerará la carga desde el reposo hasta 8.64 rad/segundos en 0.8 segundos, es

$$T_m = 0.57 \text{ Nm}$$

#### Selección del motor

Según el valor obtenido, el torque necesario para acelerar todo el sistema es de 0.57 Nm, según el catálogo de motores Baldor, un motor monofásico de  $\frac{1}{4}$  de Hp, a 1750 rpm, tiene una torque en plena carga de 1.07 Nm. Por lo tanto, este motor sería una selección satisfactoria.

Ecuación fundamental para seleccionar el moto-reductor que accionar el carro transportador

Como se citó en la síntesis estructural, el sub-sistema reductor de velocidad del carro transportado constará de tres etapas de reducción: i) sistema polipasto, ii) tren reductor por engranes y ruedas dentadas para cadena de rodillo, y iii) conjunto moto-reductor (MR). El último es un equipo compacto que contiene una caja reductora acoplada a un motor eléctrico, y todo constituye una única unidad.

Para seleccionar un MR, se hace uso de tablas que proporcionan valores tanto de torque a plena carga como también de la fuerza de sobre-carga permisible sobre el eje de salida del MR. Por lo tanto, para seleccionar uno que se ajuste a la demanda del sistema a impulsar, primero se deberá determinar el torque necesario para acelerar todo el sistema referido al eje de salida del MR. Para esto se seguirá

un procedimiento similar al realizado en la sección anterior (selección del motor), aunque con la diferencia que, en el caso del eje, éste gira; mientras que el carro se desplaza linealmente sobre su eje guía.

Para acelerar el MR y todo el sistema conectado a éste y que todo continúe así aun después del arranque, se necesitará de un impulso tanto para hacer girar los elementos conectados directamente al MR, como también para hacer ascender el carro hasta los límites establecidos o predeterminados por el operario. Éste último por no tener un movimiento giratorio, será conveniente representar la inercia del carro con una inercia efectiva con referencia a una de las poleas giratorias no desplazable por donde pasará la polea. Para determinar dicha inercia efectiva, se relacionarán las ecuaciones de la energía cinética para movimiento línea y giratorio.

Así, para el carro transportador, la energía cinética cuando está en movimiento es:

$$\Delta E = \frac{1}{2}m(v^2 - v_0^2) \quad (3.72)$$

donde:

$v$  = Velocidad lineal del carro,

en el mismo instante, para la polea que gira, la energía es:

$$\Delta E = \frac{1}{2}I(\omega^2 - \omega_0^2) \quad (3.73)$$

Igualando 3.72 y 3.73, la inercia efectiva queda

$$\frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}I\omega^2$$

Despejando el momento de inercia de la ecuación anterior, la inercia efectiva del carro es

$$I_{\text{efecarro}} = m \frac{v^2}{\omega^2} = m \frac{v^2}{\left(\frac{v'}{r}\right)^2} \quad (3.74)$$

donde:

$m$  = Masa del carro transportado, kg

$v'$  = Velocidad tangencia de la polea superior giratorias no desplazable, m/s

$r$  = Radio perteneciente a la polea superior giratorias no desplazable, m

Sobre esta polea pasará el cable metálico.

Así, despreciando la inercia de las poleas, el momento de inercia calculado mediante la ecuación 3.74, es la inercia efectiva del carro con referencia al eje superior del conjunto de poleas giratorias no desplazable.

En la figura 3.24, se presenta un esquema del sub-sistema reductor de velocidad en donde se detalla cada una de las etapas de reducción que componen el sub-sistema. A partir de la figura 3.24, se deducirá una ecuación para el torque referido al eje de salida del moto-reductor. Esta ecuación queda de la manera siguiente:

$$T_{\text{reductor}} = \frac{(RV_1)(RV_2)(RV_3)}{\eta_1\eta_2\eta_3}(T_c) + \left[ \begin{array}{l} I_{\text{piñón12dientes}} + \frac{(RV_1)}{\eta_1}(I_{\text{rueda44dientes}} + I_{\text{ejeintemedio}} + I_{\text{engrane20dientes}}) + \\ + \frac{(RV_1)(RV_2)}{\eta_1\eta_2}(I_{\text{engrane88dientes}} + I_{\text{ejeprincipal}} + I_{\text{tambor}}) + \\ \frac{(RV_1)(RV_2)(RV_3)}{\eta_1\eta_2\eta_3}(I_{\text{efecarro}}) \end{array} \right] \times \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

Para poder evaluar dicha ecuación, se determinarán los momentos de inercia de cada elemento giratorio, así como también, la inercia efectiva o equivalente del carro.

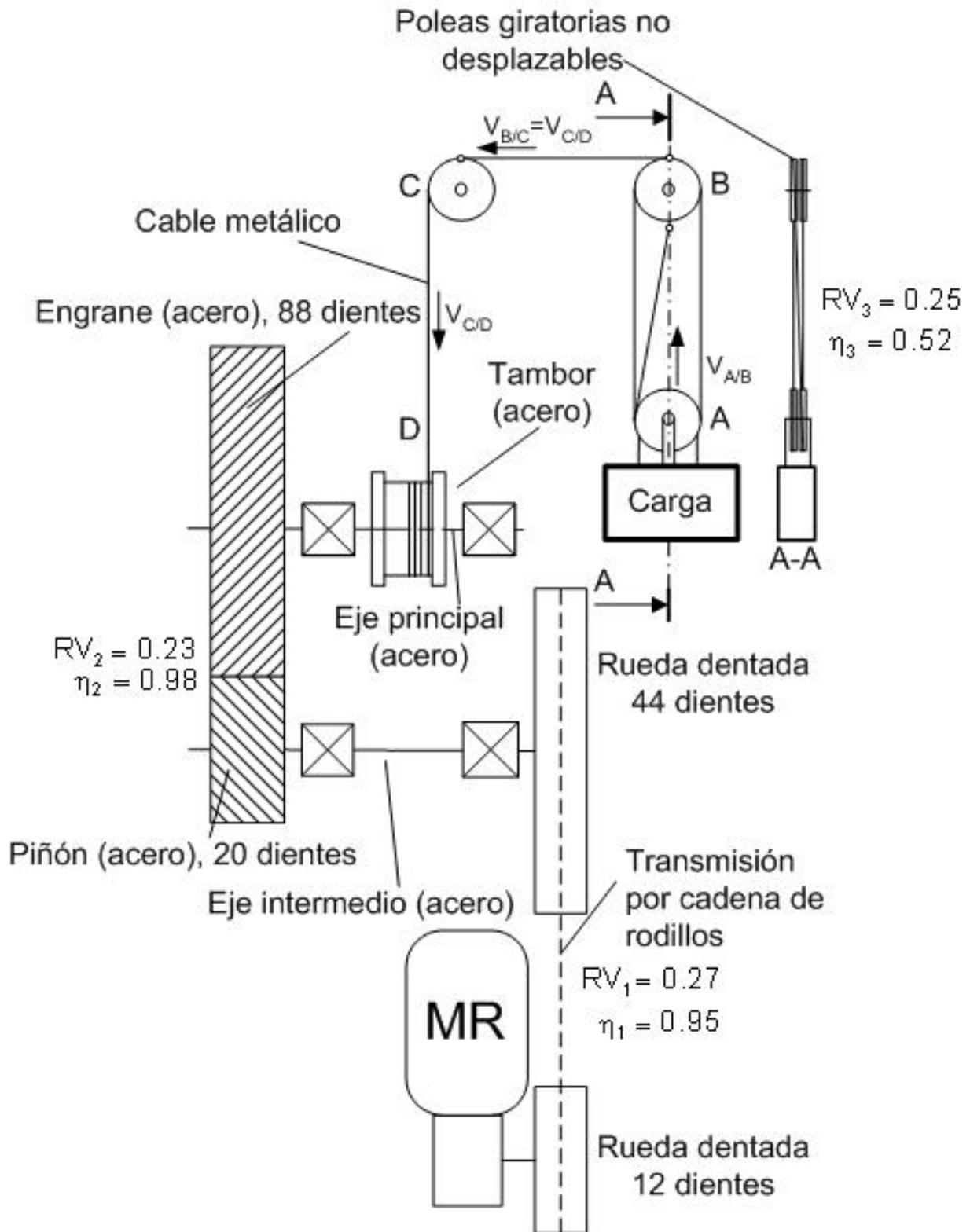


Figura 3.25. Esquema del subsistema reductor de velocidad propuesto para hacer ascender al carro transportador de conjunto de temple.

### Determinación de la inercia efectiva del carro

Partiendo de la ecuación deducida para la inercia efectiva (Ec. 3.74) y dado que la velocidad lineal del carro es cuatro veces menor que la velocidad tangencial de la polea superior (relación 4:1), la inercia efectiva queda

$$I_{\text{efecarro}} = m \frac{V_{A/B}^2}{\omega^2} = m \frac{V_{A/B}^2}{\left(\frac{V_{C/D}}{r}\right)^2} = m \frac{V_{A/B}^2}{\left(\frac{4V_{A/B}}{r}\right)^2} = m \frac{r^2}{4^2}$$

La masa total del sistema a acelerar linealmente es 24.7 kg (54.5 lb), y el radio,  $r$ , de la polea es 0.0715m; por lo tanto, la inercia efectiva del carro es

$$I_{\text{efecarro}} = (24.7) \frac{(0.0715)^2}{4^2} = 7.89 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$$

Además del momento de inercia efectiva del carro, la inercia de cada elemento interconectado sobre la línea de transmisión, afecta el desempeño del moto-reductor si éste se toma el sistema como conjunto; por lo que, en la tabla 3.6 se presentan resumidos los valores de momento de inercia de cada elemento que contribuye a la reducción de transmisión.

Tabla 3.6. Tabla resumen con los momentos de inercia correspondientes a cada elemento giratorio del reductor.

ELEMENTO	MATERIAL	MOMENTO DE INERCIA (kg m <sup>2</sup> )
Rueda dentada de 12 dientes	Acero	2.41 x10 <sup>-3</sup>
Rueda dentada de 44 dientes	Acero	8.84 x10 <sup>-3</sup>
Eje intermedio	Acero	3.39 x10 <sup>-5</sup>
Engrane de 28 dientes	Acero	5.15 x10 <sup>-4</sup>
Engrane de 88 dientes	Acero	4.49 x10 <sup>-2</sup>
Eje principal	Acero	3.79 x10 <sup>-5</sup>
Tambor	Acero	9.98 x10 <sup>-3</sup>
Carro	Acero	5.85 x10 <sup>-1</sup>

El torque de carga,  $T_c$ , fue determinado en sección 3.4.1 y tiene una magnitud de 9.78 Nm. También, la aceleración angular promedio con que gira el tambor es

$$\bar{\alpha} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega - \omega_0}{t - t_0} = \frac{\left(\frac{V_{C/D}}{r_{\text{tambor}}}\right) - 0}{1 - 0} = \frac{\left(\frac{4V_{A/B}}{r_{\text{tambor}}}\right) - 0}{1 - 0}$$

Para una velocidad  $V_{A/B}$  de  $2.54 \times 10^{-3}$  m/s, la aceleración angular es

$$\bar{\alpha} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = 1.42 \times 10^{-1} \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La eficiencia para un sistema polipasto es

$$\eta = (0.8 - 0.9)^n$$

Tomando un valor medio del rango anterior, y un valor para el exponente,  $n$ , igual al número de poleas (4 según el sistema), la eficiencia es

$$\eta = (0.85)^4 = 0.52$$

Una transmisión por engranes,  $\eta = 0.98$ ; para una transmisión por cadena de rodillos,  $\eta = 0.95$ .

Así, el torque referido al eje para acelerar el sistema, es

$$T_{\text{reductor}} = 0.31 + \left[ \begin{array}{l} 2.41 \times 10^{-3} + \frac{(0.27)}{0.95} (8.84 \times 10^{-3} + 3.39 \times 10^{-5} + 5.15 \times 10^{-4}) + \\ + \frac{(0.27)(0.23)}{(0.95)(0.98)} (4.49 \times 10^{-2} + 3.79 \times 10^{-5} + 9.98 \times 10^{-3}) + \\ \frac{(0.27)(0.23)(0.25)}{(0.98)(0.95)(0.52)} (7.89 \times 10^{-3}) \end{array} \right] \times (0.142)$$

$$T_{\text{reductor}} = 0.315 \text{ Nm (2.79 lb-pulg)}$$

Para seleccionar un moto-reductor que se adecue a la demanda del sistema, al valor del torque calculado, se le aplicará un factor de servicio para obtener el torque equivalente (TE). Con éste y la velocidad a la salida del moto-reductor, se calculará la potencia equivalente. El procedimiento es el siguiente:

Factor de servicio (FS)

Se prevé que el moto-reductor funcionará menos de 3 horas al día de modo no continuo, según tabla (3 manual de reductores), el factor de servicio es de 1.25.

Por lo tanto, el torque equivalente es  $0.315(1.25) = 0.394 \text{ Nm (3.48 lb-pulg)}$

Con el valor de torque calculado, y una velocidad promedio de salida de 22.5 rpm, la potencia del moto-reductor es

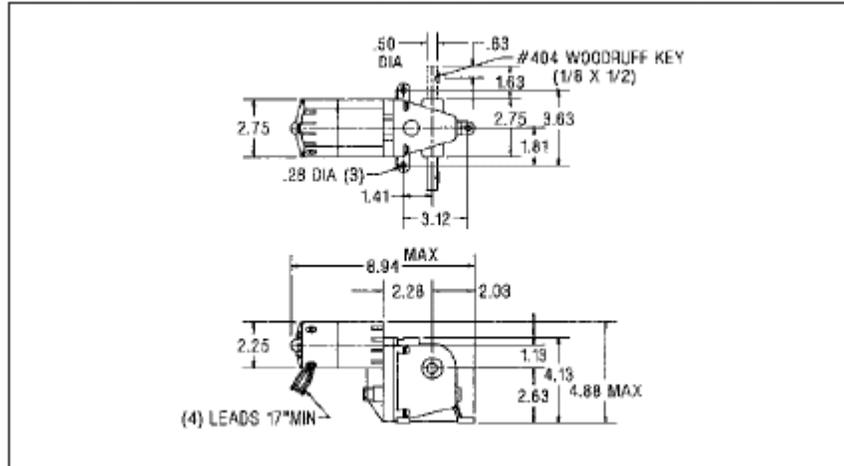
$$\text{potencia} = \frac{(\text{torque en Lb - in}) \times (\text{velocidad de salida en rpm})}{63.000}$$

$$\text{potencia} = \frac{(0.394 \times \frac{2.2046 \text{ lb}}{0.0254 \text{ m}}) (22.5 \text{ rpm})}{63.000}$$

$$\text{potencia} = 0.012 \text{ Hp}$$

Del resultado anterior, se seleccionará un moto-reductor tipo universal con un torque a plena carga de 5.0 Nm (45 lb-in) y una potencia de 0.060 Hp o 1/15 Hp, y una tasa de reducción de 100:1.

En la figura 3.25 se presenta información general sobre el tipo de moto-reductor a seleccionar. En anexos se presenta más información sobre las especificaciones de este dispositivo.



RPM (nominal)	50	Tasa de reducción	100:1
Torque a plena carga (lb-in)	45	Amperaje a plena carga	1.3
Sobrecarga en el eje (lb)	100	Flecha de salida	Izquierda

Figura 3.25. Esquema y especificaciones técnicas de un moto-reductor universal reversible de 1/15 Hp.

### 3.4.16 Análisis de la transferencia de calor durante el proceso de calentamiento y templado de la pieza de trabajo

Para el temple de una pieza de acero, se requiere de una cantidad considerable de energía para lograr elevar su temperatura hasta la austenización; proceso seguido, la energía entregada a la pieza debe ser removida de forma rápida para conseguirá transformar la micro-estructura austenítica a una martensítica, la cual es la responsable del aumento en resistencia mecánica de la pieza.

Así, para el proceso de temple por flama, el flujo de energía es proporcionado por una antorcha multi-flama oxi-gas, siendo la combinación de oxígeno y acetileno en proporción 2,5:1, la que da el mayor flujo de energía calorífica por unidad de área (aproximadamente  $170 \frac{MW}{m^2}$ ), siendo la más empleada en este proceso.

En la figura 3.27 se presenta el flujo de calor para varias combinaciones de gases combustibles mezclados con el oxígeno.

Una vez la pieza ha sido calentada (austenizada), se tiene que enfriar. En este proceso, el enfriamiento será de tipo localizado para lo cual se utilizara un par de boquillas hidráulicas que rociarán, sobre la superficie calentada, agua a presión (30

psi). El agua en forma de gotas a una velocidad  $V$ , impactará en dirección normal sobre la superficie caliente con lo que se transferirá la máxima energía por unidad de superficie en el menor tiempo.

Según J.P. Hollman [13] Cuando una superficie está en presencia de un líquido y éste se mantiene a una temperatura por encima de la temperatura saturación de líquido, tiene lugar la ebullición, y el flujo de calor dependerá de la diferencia de temperaturas entre la de la superficie y la de saturación. Por lo tanto, para el caso del enfriamiento de una superficie cuya temperatura esta por arriba de la critica superior,  $A_{c3}$ , (aproximadamente  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ , para el AISI 1045) con un fluido como el agua cuya temperatura de saturación a 1 bar es de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , el proceso de transferencia de calor se conoce con el nombre de ebullición estable en película, en la cual la transferencia de calor se produce primeramente a través de una capa de vapor que se forma en la superficie (ver figura 3.29). Este fenómeno se produce en piezas calientes que se sumergen en un fluido sin agitación; sin embargo, cuando la pieza se enfría mediante el rocío de agua a presión, la velocidad con la que impactan las gotas de agua sobre la superficie, cambia el proceso de transferencia de calor por ebullición, es decir, de un proceso de ebullición por transición o de película en donde se forma alrededor de la superficie caliente una capa de vapor la cual actúa como una resistencia térmica y por lo tanto reduce la transferencia de calor, en otra región de ebullición en donde gotas de liquido sub-enfriado (por debajo de su temperatura de saturación), impactan constantemente sobre la superficie caliente del material a un para exceso de temperatura ( $\Delta T = T_s - T_{sat}$ ) superiores a los  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Esta región es llamada ebullición nucleada, y es aquí donde se da el ascenso de la máxima transferencia de calor ( $q_{m\acute{a}x.}$ ).

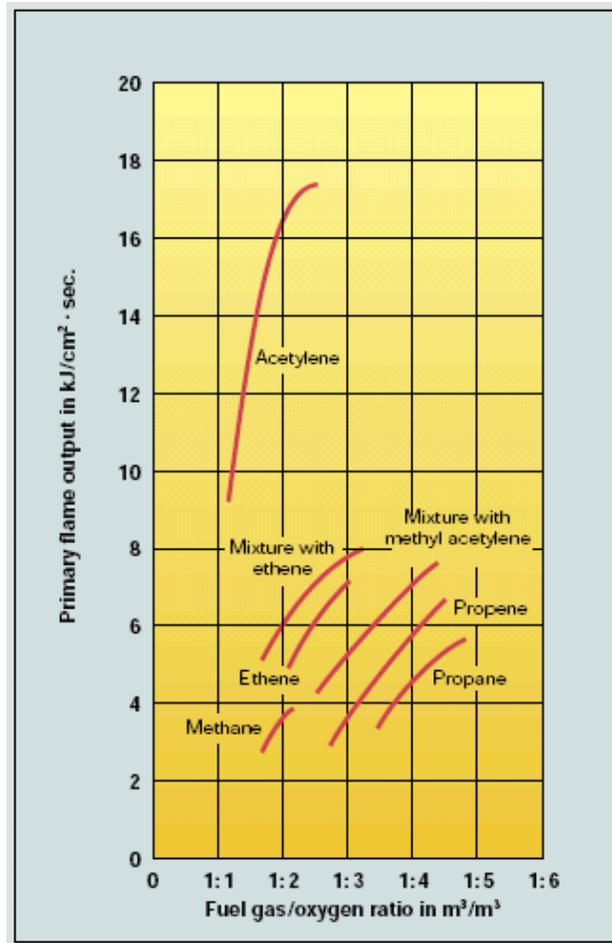


Figura 3.27 Diagrama que presenta el flujo de energía calorífica por unidad de área producida al mezclar gas combustible con oxígeno en diferentes proporciones.

El siguiente análisis se dividirá en dos partes: calentamiento de la pieza hasta una temperatura por arriba  $A_{c3}$  (temperatura de temple), y un enfriamiento desde la temperatura de temple, hasta una temperatura por debajo de la “nariz” de la curva de la “S” o CCT (Figura 3.28) del acero a templar, sin que se llegue a la temperatura de inicio de transformación martensítica,  $M_s$ .

Al no permitir el enfriamiento directo de la pieza, por debajo de la temperatura  $M_s$ , se evitará el agrietamiento de la capa enfriada, dado que ésta tendrá suficiente ductilidad para resistir los esfuerzos de tipo térmicos y aunque no todas las capas se deformarán de igual manera, a esta temperatura el material tolera más las deformaciones.



La fuente de calor será constante y es precisamente la magnitud de ésta la que se pretende encontrar con el procedimiento siguiente. Para ello, se usa una ecuación que expresa la diferencia de temperaturas para un flujo de calor constante que incide sobre una superficie en condiciones no estacionarias. Esta ecuación es la que siguiente:

$$T - T_o = \frac{q_s}{k} \left[ \left( \frac{4\alpha t}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} e^{-\left( \frac{x^2}{4\alpha t} \right)} - x \left( \operatorname{erf} \left( \frac{x}{(4\alpha t)^{\frac{1}{2}}} \right) \right) \right] \quad (3.75)$$

donde:

$q_s$  = Flujo de calor por,  $W/m^2$

$\alpha$  = Difusividad térmica,  $\frac{m^2}{s}$

$t$  = Tiempo, s

$k$  = Conductividad térmica,  $\frac{W}{m^{\circ}C}$

$x$  = Distancia, m

$T - T_o$  = Diferencia de temperaturas a un distancia  $x$  desde la superficie del material y la temperatura de la superficie donde incide la llama o fuente de calor.

Evaluando la ecuación 3.75, para las siguientes condiciones superficiales

$$q_s = 100 \times 10^6 \frac{J}{m^2 s} \quad \alpha = 13.9 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad t = 0 s \quad k = 50 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$x = 0 m$$

Ésta queda:

$$T - T_o = \frac{q_s}{k} \left[ \left( \frac{4\alpha t}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (3.76)$$

Evaluando la ecuación 3.76 y resolviendo para el tiempo t, el tiempo requerido para aumentar la temperatura de la superficie desde 30 °C hasta 900 °C, es

$$t = \left[ \frac{(900 - 30)(50)}{2(100 \times 10^{-6})} \right]^2 \frac{\pi}{13.9 \times 10^{-6}} = 10.69 \times 10^{-3} \text{ s}$$

Prácticamente el aumento de temperatura es instantáneo; es decir, en menos de un segundo toda la superficie de la pieza cubierta por la flama, estará 900 °C. Sin embargo, lo que se busca es calcular el flujo de energía por unidad de superficie requerida para que, a una distancia de 12.7 mm, se tenga una temperatura de 850 °C. La ecuación 1 es válida y los parámetros a introducir en ésta son:

$$T = 850 \text{ °C} \quad T_o = 900 \text{ °C} \quad x = 0.0127 \text{ m} \quad t = 3 \text{ s}$$

Usando las mismas propiedades, la ecuación 3.75 queda:

$$850 - 900 = \frac{q_s}{k} \left[ \left( \frac{4(13.9 \times 10^{-6})(3)}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} e^{-\left( \frac{0.0127^2}{4(13.9 \times 10^{-6})(3)} \right)} - 0.0127 \left( \operatorname{erf} \left( \frac{0.0127}{\left( 4(13.9 \times 10^{-6})(3) \right)^{\frac{1}{2}}} \right) \right) \right]$$

Calculando la magnitud del argumento de la función error que da:

$$\left( \frac{0.0127}{\left( 4(13.9 \times 10^{-6})(3) \right)^{\frac{1}{2}}} \right) = 0.0127$$

Buscando el argumento de la función error para 0.0127 en la tabla 1(anexo 13), ésta tiene una magnitud siguiente:

$$\operatorname{erf}\left(\frac{0.0127}{\left(4(13.9 \times 10^{-6})(3)\right)^{\frac{1}{2}}}\right) = 0.83423$$

Resolviendo la ecuación 3.75 para  $q_s$ , éste tiene la magnitud siguiente

$$-100 = \frac{q_s}{k} \left[ (7.29 \times 10^{-3}) 0.38 - 0.0127(0.83423) \right]$$

$$\frac{q_s}{k} = \frac{-100}{-7.82 \times 10^{-3}} = 12.79 \times 10^{-3}$$

$$q_s = 0.64 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$$

El flujo de energía requerido para incrementar la temperatura hasta 850 °C a una distancia radial de 12.7 mm adentro del material, es aproximadamente 0.64 MW por unidad de área.

Volviendo a la figura 3.27, el flujo de energía suministrado por una cabeza multiflama es de aproximadamente 100 MW por unidad de área, siendo este valor para igual proporción de oxígeno y acetileno.

Comparando el flujo obtenido con el calculado en el párrafo anterior, se observa que este último es mucho menor al proporcionado por la ecuación (3.75).

El tiempo asumido para calentar la superficie fue de 3 segundos; sin embargo, éste se verá incrementado debido a que la antorcha no solo transfiere energía con la superficie de la pieza, sino que también transfiere energía por radiación y convección con el entrono, y siendo esta última de tipo forzada.

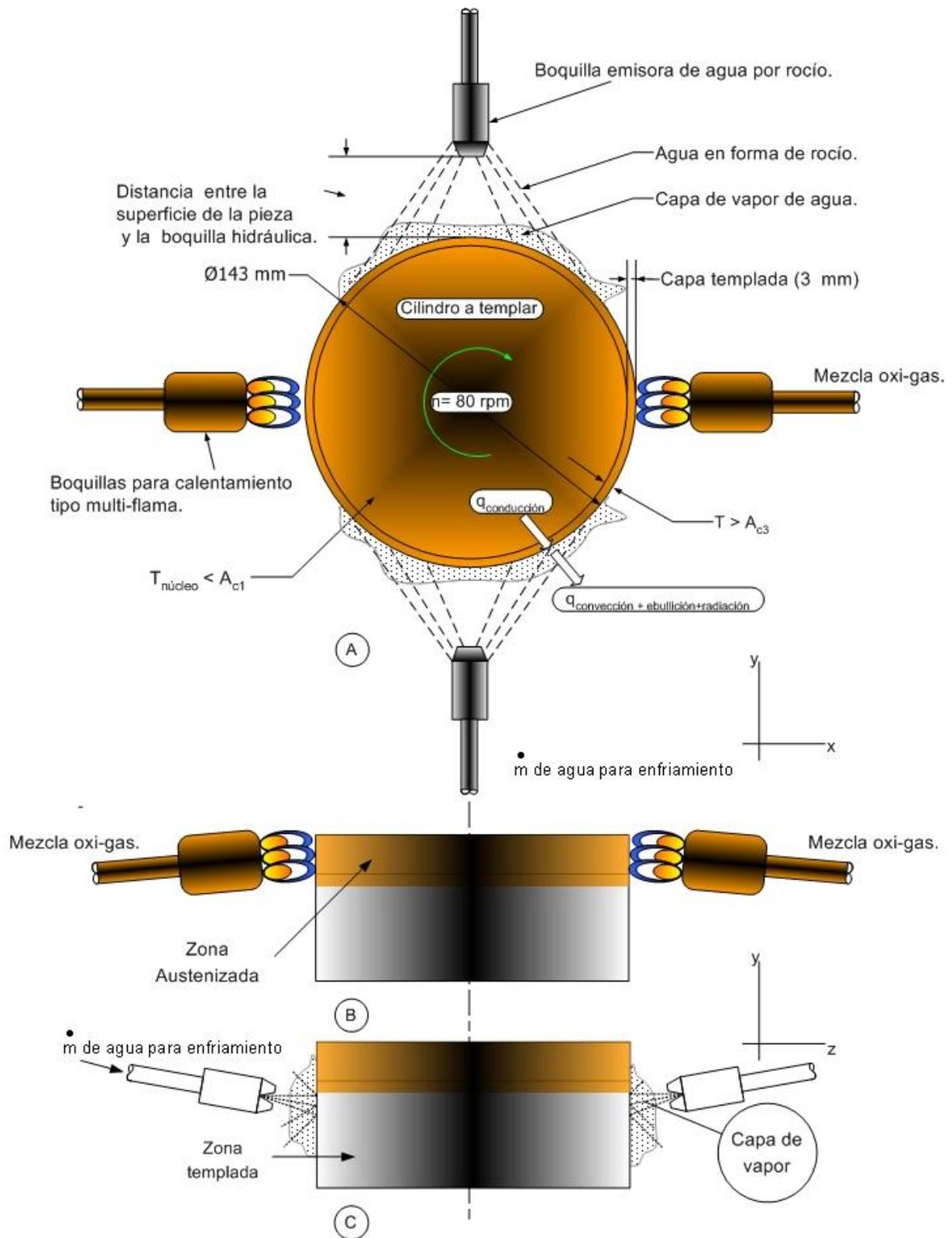


Figura 3.29. Esquema general del conjunto de temple; A) vistas de planta; B) Boquillas hidráulicas; C) Boquillas multi-flama.

A modo de referencia, en ensayos realizados, el tiempo gastado para austenizar una capa superficial de una pieza cilíndrica de 50.8 mm calentada con una cabeza multi-flama, fue de 15 minutos.

Determinación de tiempo necesario para enfriar la pieza desde la temperatura crítica superior, hasta temperatura ambiente

Para determinar tal magnitud, primero se mencionará brevemente los factores que influyen en el proceso de temple.

En un proceso de temple, el medio de enfriamiento junto con el tamaño y forma de las piezas son los factores que deciden la velocidad de enfriamiento en las piezas de acero para efectuarles un tratamiento térmico.

Con el enfriamiento en agua salada muy agitada, se consiguen las mayores velocidades, y enfriando las piezas dentro del horno, se obtienen las velocidades menores. El enfriamiento en aceite, al aire, en sales, etc., se consiguen velocidades intermedias, pudiendo elegirse entre todos ellos el medio que mejor cumpla las condiciones de enfriamiento deseadas en cada caso.

En un enfriamiento por inmersión de la pieza en un medio de temple, generalmente el enfriamiento se da en tres etapas las cuales son:

1. Enfriamiento por conducción y radiación a través de la capa gaseosa.
2. Enfriamiento por transporte de vapor.
3. Enfriamiento por conducción y convección del líquido.

En la primera etapa influye bastante la temperatura de ebullición del líquido; en esta etapa, dado que la pieza se encuentra a una temperatura muy elevada, se forma una capa de vapor que la rodea. Por lo tanto, el enfriamiento en esta etapa es relativamente influido por la conductividad térmica del vapor. La etapa de enfriamiento se da, aproximadamente, desde la temperatura de temple hasta 700 °C. Este valor puede variar según sean las propiedades del líquido utilizado para el proceso de temple: temperatura, conductividad, viscosidad, capacidad térmica, etc.

La segunda etapa de transferencia de calor es por medio del modo llamado enfriamiento por transporte de vapor. Esto es debido a la reducción de temperatura durante la primera etapa, y aunque todavía el líquido hierve alrededor de la pieza,

estas burbujas son transportadas principalmente por corrientes de convección. El vapor se separa de la superficie de la pieza hasta que es reemplazado por líquido. En consecuencia, esta etapa es la de más rápido enfriamiento.

Por último, se tiene la etapa en donde el enfriamiento es por conducción y convección. Esta etapa está por debajo de 300 °C.

A esta etapa se le llama enfriamiento por líquido y es más lenta que las anteriores; aunque el enfriamiento es afectado por el grado de agitación del fluido así como de la conductividad térmica del mismo

Pues bien, para que los aceros se templen, el enfriamiento de la primera etapa es muy importante y debe ser lo más corta posible para evitar que en la zona de los 650 ° a 450 °C (correspondientes a la nariz de la "S") se formen estructuras blandas muy perjudiciales para la pieza. En consecuencia, deben utilizarse líquidos para temple que no prolongue demasiado enfriamiento de la capa de vapor, ya que de lo contrario el material quedará con puntos blandos.

Además, agregándole ClNa (sal común) al agua, ayuda grandemente a disminuir la etapa de capa de vapor.

Hasta aquí se ha dado una breve referencia al enfriamiento por inmersión de piezas de acero que se templen. Sin embargo, la forma como se conseguirá enfriar las piezas en la máquina para temple superficial, será distinta, dado que en ésta el enfriamiento será por rociado de agua sobre la superficie austenizada, pero, al igual que el enfriamiento anterior (por inmersión), este modo de enfriamiento también presenta las mismas etapas, aun que más cortas, debido a la velocidad con que las gotas inciden sobre la pieza lo que ayuda disminuir el tiempo de la etapa de capa de vapor.

En el siguiente análisis se determinará el tiempo en que se logrará un enfriamiento por debajo de la nariz de la curva "S" a 3mm adentro de la pieza

En la figura 3.23, se presento la curva CCT para una acero con 0.45% de C, además se presentaron varias curvas de enfriamiento continuo desde la temperatura de temple hasta temperatura ambiente; así, de éstas, las curvas 1 y 2, indican la velocidades de enfriamiento que logran el temple. De acuerdo con la definición de temperatura crítica dada en la mayoría de bibliografía técnica sobre tratamiento

térmico, la curva 2 cumple con esta definición, esto es debido a que, ésta es tangente al inicio de la transformación bainítica, Esta curva indica la velocidad mínima a la que un acero tiene que ser enfriar para que se forme, al menos en las primeras capas del material, una estructura martensítica. También, y siempre en la figura 3.23, se lee el tiempo de la temperatura crítica, la cual corresponde a aproximadamente a 5 segundos para este material. Tiempos de enfriamiento mayores a éste producirán una combinación de estructura, de martensita y perlita proeutectoide en el material en el material.

Para evitar tal defecto, el material deberá ser llevado hasta temperatura ambiente a razones de enfriamiento mayores o iguales a la de la curva de enfriamiento crítico. Para esto, el enfriamiento por rociado de agua es el indicado ya que como se menciono, este método es muy eficiente para remover por conducción y ebullición la energía calorífica del cuerpo en el menor tiempo.

Así, si se hace un balance de energía en la pieza, la ecuación es la que se presenta a continuación

Calor conducido desde dentro de la pieza = Calor por convección desde la superficie

Matemáticamente es:

$$-kA \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_0} = \bar{h}A(T_{\infty} - T)_{r=r_0}$$

donde:

k = Conductividad del la pieza, W/m<sup>2</sup> °C

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección, W/m °C

A = Área de la superficie m<sup>2</sup>

La solución en detalle es bastante complicada; por lo tanto, solo se presenta el resultado en ecuación siguiente:

$$\frac{T - T_i}{T_\infty - T_i} = 1 - \operatorname{erf}X - \left[ e^{\left( \frac{hr}{k} + \frac{h^2\alpha t}{k^2} \right)} \right] * \left[ 1 - \operatorname{erf} \left( X + \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k} \right) \right] \quad (3.77)$$

donde:

$$X = \frac{r}{(2\sqrt{\alpha t})}$$

$T_i$  = Temperatura inicial del sólido

$T_\infty$  = Temperatura ambiente

Los resultados de esta ecuación han sido presentados en forma gráfica para varias geometrías, sin embargo, únicamente se presentará la grafica para una barra cilíndrica infinita. La nomenclatura para hacer uso adecuado del diagrama se explica a continuación

Primero se comenzará con la temperatura del entorno conectivo la cual se designa por  $T_\infty$ ; la temperatura a una distancia  $r = 0$  es  $T_o$ . Para un instante cero, se supone que el sólido tiene una temperatura inicial  $T_i$ ; también se señalan las siguientes definiciones para el uso del diagrama

$$\theta = T(r,t) - T_\infty; \theta_i = T_i - T_\infty; \theta_o = T_o - T_\infty$$

Para determinar la temperatura a una distancia  $r$  desde el centro, se necesitará dos diagramas, y poder calcular el producto de los factores siguientes

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{\theta_o}{\theta_i} \frac{\theta}{\theta_o}$$

Estos diagramas se encuentran en la figura 1 y 2 (anexo 13) los cuales se emplearán para calcular una temperatura distinta de la del centro en un cilindro infinito.

Como se indicó, ambas graficas son para piezas consideradas como infinitas; es decir, que su diámetro es pequeño comparado con la longitud; Sin embargo, considerando que tanto el calentamiento como el inmediato enfriamiento es de tipo localizado; es decir, la pieza no se calienta ni se enfría toda a la vez, sino que por etapas, esto simplifica el análisis y por lo tanto es valida la suposición de una pieza infinita. En consecuencia, se puede ocupar tanto la ecuación 3.76 como las tablas para calcular la temperatura a un radio  $r$  desde el centro de la pieza.

Otro factor importante a destacar, siempre para la ecuación 3.76, es el producto de las variables  $h$ ,  $x$  y  $k$ , las forman un grupo adimensional llamado número de Biot ( $B_i = \frac{hr}{k}$ ). Este número expresa la relación entre el coeficiente de transferencia de calor por convección y la conductividad térmica del material. Para números de  $B_i < 0.1$ , se puede esperar que la convección domine la transferencia de calor; es decir, la resistencia a la conducción es despreciable en comparación con la resistencia convectiva.

Otro número adimensional a emplear y el cual esta implícito en la ecuación 3.76, es el de Fourier.

$$\frac{\alpha t}{r^2} = F_o$$

Éste compara una longitud característica del cuerpo con un valor aproximado de la longitud hasta que penetra la onda de temperatura en un tiempo  $t$ .

Para calcular la temperatura a un radio  $r$  desde el centro de la pieza, primero habrá que calcular el número de  $B_i$ , para ello, se tendrá que calcular el coeficiente de transferencia de calor total,  $\bar{h}$ , y luego evaluar la ecuación 3.76 o usar las soluciones gráficas a través del uso de tablas.

Debido que la pieza se encontrará girando dentro de un entorno conectivo producido por el aire circundante y el agua rociada en la superficie por las boquillas

hidráulica, ésta perderá calor por convección forzada con los alrededores; por la ebullición de las gotas de agua rociada sobre la superficie; y por ultimo, por radiación ya que para una temperatura  $T_s \geq 300^\circ\text{C}$ , la transferencia de calor a través de la película de vapor se hace significativa.

Aclarado lo anterior, la transferencia de calor para cada modo se presenta a continuación.

Para la transferencia de calor por convección con el entorno, se tomarán las siguientes suposiciones:

- ⊕ El eje se considerara como infinito
- ⊕ La temperatura de la zona austenizada permanece constante

Para calcular la transferencia de calor, se evaluarán las propiedades del fluido aire a una temperatura media de película absoluta de  $650^\circ\text{K}$

$$k=0.0475 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}; \rho = 0.590 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \nu = 57.86 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}; \text{ y Prandtl (Pr) } = 0.69$$

la velocidad angular es  $\omega = \frac{80(2)(\pi)}{60} = 8.38 \text{ rad/}$ ; por lo tanto, el número de Reynolds

$$\text{para un cilindro giratorio es: } R_{ed} = \frac{\omega D^2}{\nu} = \frac{(8.38)(0.143)}{57.83 \times 10^{-6}} = 2.96 \times 10^3$$

Para un flujo de aire dirigido transversalmente a la longitud del cilindro, el número de Reynolds es:

$$R_{ed} = \frac{VD^2}{\nu} \tag{3.78}$$

Asumiendo una velocidad,  $V$ , para el flujo aire de  $3 \text{ m/s}$ , y evaluando la ecuación anterior, Reynolds queda:

$$R_{ed} = \frac{VD}{\nu} = \frac{(3)(0.143)}{57.83 \times 10^{-6}} = 7.42 \times 10^3$$

Comparando los dos números de Reynolds, este último es el mayor de los dos, y por lo tanto el valor a utilizar.

Con el número de Reynolds seleccionado, se procede a calcular otro parámetro adimensional llamado número de Nusselt local ( $\bar{Nu}_D$ ), el cual es utilizado en sistemas de transferencia de calor por convección forzada. Según Mills [14] para un cilindro giratorio, el número de Nusselt local (Ec. 3.79) es

$$\bar{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62R_{eD}^{1/2}P_r^{1/3}}{\left[1 + (0.4/P_r)^{2/3}\right]^{1/4}}; R_{eD} < 10 \times 10^4, P_r > 0.5 \quad (3.79)$$

Tanto el número de Reynolds como el número de  $P_r$ , cumplen con las restricciones de la ecuación anterior; por lo tanto, la ecuación 3.80 es aplicable

$$\bar{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62(7.43 \times 10^3)^{1/2}(0.6)^{1/3}}{\left[1 + (0.4/(0.6)^{2/3})\right]^{1/4}} = 3.57 \times 10^3$$

El coeficiente medio de transferencia es

$$\bar{h}_{\text{convec forzada}} = \left(\frac{k}{D}\right)\bar{Nu}_D = \frac{0.0235}{0.143} (3.57 \times 10^3) = 578.59 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (3.80)$$

Cálculo del coeficiente por ebullición en convección forzada y externa

El coeficiente de transferencia de calor por ebullición,  $\bar{h}_{\text{ebu}}$ , por flujo externo sobre el cilindro, se puede estimar mediante correlaciones de convección forzada. Para un líquido a velocidades,  $V$ , que se mueve en flujo cruzado sobre un cilindro de diámetro,  $D$ , Lienhard y Eichhorn [revisar referencia 13, cap. 4] desarrollaron las siguientes expresiones para flujos de bajas y alta velocidades:

Baja velocidad

$$\frac{q_{\text{máx}}}{\rho h_{fg} V} = \frac{1}{\pi} \left[ 1 + \left( \frac{4}{W_{eD}} \right)^{1/3} \right] \quad (3.81)$$

Alta velocidad

$$\frac{q_{\text{máx}}}{\rho_v h_{fg} V} = \frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{3/4}}{169\pi} + \frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1/2}}{19.2\pi W_{eD}^{1/3}} \quad (3.82)$$

$W_{eD}$ , es número de Weber, y expresa la razón de las fuerzas de inercia a la tensión superficial del líquido, éste tiene la forma

$$W_{eD} \equiv \frac{\rho_v V^2 D}{\sigma} \quad (3.83)$$

La región de bajas y alta velocidad se determina si el parámetro del flujo de calor

$\frac{q_{\text{máx}}}{\rho_v h_{fg} V}$  es menor o mayor que  $\left[ (0.275/\pi) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1/2} + 1 \right]$ , respectivamente. En la

mayoría de los casos, la ecuación para baja y alta velocidad correlaciona datos de  $q_{\text{máx}}$  dentro del 20 % de error.

Se comenzará a evaluar el flujo con la finalidad de determinar cual de las ecuaciones anteriores es la adecuada. Los parámetro a introducir para evaluar y clasificar el flujo, se evalúan a temperatura de ebullición; así, para  $\rho_v = \rho(100\text{ °C}) = 0.3176 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ;  $\sigma = 58 \times 10^{-3} \frac{\text{N}}{\text{m}}$ ; Asumiendo un velocidad de impacto para la gota de 2 m/s, y un diámetro de eje igual a 0.143 m, el número de Weber es

$$W_{eD} \equiv \frac{\rho_v V^2 D}{\sigma} = \frac{(0.3176)(2)^2(0.143)}{58 \times 10^{-3}} = 3.20$$

Evaluando para condiciones de baja velocidad

$$\frac{q_{\max}}{\rho_v h_{fg} V} = \frac{1}{\pi} \left[ 1 + \left( \frac{4}{3.2} \right)^{1/3} \right] = 0.661$$

Cálculo del parámetro que describe al flujo

$$\left[ (0.275/\pi) \left( \frac{996.8}{0.3176} \right)^{1/2} + 1 \right] = 4.99$$

El resultado de la ecuación 3.82 es mayor que el calculado para el flujo de calor a baja velocidad; por lo tanto, el flujo de calor de baja velocidad es correcto.

Despejando  $q_{\max}$  de la ecuación 3.81, el flujo de calor es

$$q_{\max} = 0.661(\rho_v \times h_{fg} \times V) = 0.661(0.3176)(2.257 \times 10^6)(2) = 1.28 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$$

Al aplicar el 20 % a la magnitud anterior, el resultado queda

$$q'_{\max} = 1.28 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2} (1.2) = 1.54 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$$

El coeficiente de transferencia de calor por ebullición es, aproximadamente:

$$\bar{h}_{\text{ebu}} \approx \frac{q'_{\max}}{\Delta T} = \frac{1.54 \times 10^6}{T_{\text{temple}} - T_{\text{saturaciónH}_2\text{O}}} = \frac{1.54 \times 10^6}{725 - 100} = 2.49 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación

A la temperatura de temple, la porción de metal austenizado transfiere calor a los alrededores.

Así, matemáticamente, el coeficiente de radiación efectivo,  $\bar{h}_{\text{rad}}$ , se expresa como

$$\bar{h}_{\text{rad}} = \frac{\varepsilon \sigma (T_{\text{temple}}^4 - T_{\text{saturaciónH}_2\text{O}}^4)}{T_{\text{temple}} - T_{\text{saturaciónH}_2\text{O}}} \quad (3.84)$$

donde

$\varepsilon$  = Emisividad del sólido con sus alrededores, 1

$\sigma$  = Constante de Stefan Boltzmann,  $(5.66961 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4})$

Evaluando la ecuación 3.83 para el coeficiente de calor por radiación, esta queda

$$\bar{h}_{\text{rad}} = \frac{1(5.66961)((725 + 273.15)^4 - (100 + 273.15)^4)}{(725 + 273.15) - (100 + 273.15)} = 88.27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Como la radiación actúa para aumentar el espesor de la película de vapor, no es razonable suponer que los procesos radiativos y convectivos son simplemente aditivos. Browley [15] investigo la ebullición en película de la superficie externa de tubos, determinando el coeficiente de transferencia de calor total,  $\bar{h}$ , a partir de una ecuación trascendental de la forma

$$\bar{h}^{-3/4} = \bar{h}_{\text{conv}}^{-3/4} + \bar{h}_{\text{rad}}^{-1/3} \bar{h} \quad (3.85)$$

Además, si  $\bar{h}_{\text{conv}} > \bar{h}_{\text{rad}}$ , se puede utilizar una forma más simple:

$$\bar{h} = \bar{h}_{\text{conv}} + \frac{3}{4} \bar{h}_{\text{rad}} \quad (3.86)$$

Por lo tanto, el coeficiente de calor total, es:

$$\bar{h} = (\bar{h}_{\text{convforzada}} + \bar{h}_{\text{ebu}}) + \frac{3}{4} \bar{h}_{\text{rad}} = \left[ (2.46 \times 10^3 + 578.29) + \frac{3}{4} (88.27) \right]$$

$$\bar{h} = 2.84 \times 10^3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$$

Este coeficiente se encuentra dentro del orden de magnitud para este tipo de procesos de transferencia de calor por ebullición.

Con el valor para  $\bar{h}$  calculado, la ecuación para un entorno en convección (Ec.3.75) puede ser evaluada y por lo tanto poder determinar así la temperatura correspondiente a una distancia  $r$  desde el centro en un tiempo,  $t$ , desde el inicio del enfriamiento.

La ecuación ya fue presentada; y las propiedades físicas de la pieza a introducir en la ecuación 3.75, se evaluarán a temperatura absoluta de temple, es decir 1173.29 °K

$$k = k(1173.15 \text{ °K}) = 29 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{°K}}; \alpha = 1.474 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Espesor de la capa a templar, 3mm ( $\cong \frac{1}{8}$  pulg)

$$r_o = 0.071 \text{ m}; r = 0.071 - 0.003 = 0.068 \text{ m}; \frac{r}{r_o} = \frac{0.068}{0.071} = 0.96$$

$\theta_i = T_i - T_\infty = 900 - 100 = 800 \text{ °C}$ ; para un tiempo de enfriamiento igual a 0.5 segundos.

Según lo anterior, el número de  $Bi^{-1}$  es

$$Bi^{-1} = \frac{k}{\bar{h} r_o} = \frac{29}{(2.84 \times 10^3)(0.071)} = 0.14$$

Y el número de Fourier:

$$F_o = \frac{\alpha t}{r_o^2} = \frac{1.1474 \times 10^{-5} (0.5)}{(0.071)^2} = 1.46 \times 10^{-3}$$

Buscando con ambos números en la figura 1 (anexo 13), el valor de  $\frac{\theta_o}{\theta_i}$ , es

$$\frac{\theta_o}{\theta_i} = 0.98$$

en la figura 2 (anexo 13), para  $r/r_o = 0.96$ ,  $\frac{\theta}{\theta_o}$ , es

$$\frac{\theta}{\theta_o} = 0.26$$

Así, el producto de ambos factores da el siguiente resultado

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \frac{\theta_o}{\theta_i} \frac{\theta}{\theta_o} = 0.98(0.26) = 0.25$$

$$T - T_\infty = 0.25(T_i - T_\infty) = 0.25(800) = 200^\circ\text{C}$$

Despejando la temperatura para el radio  $r$  (3 mm por debajo de la superficie)

$$T = 200 + T_\infty = 200 + 100 = 300^\circ\text{C}$$

En conclusión, ésta será la temperatura que se obtendrá en una sub-capa a tres milímetro por debajo de la superficie de la pieza en medio segundo después de iniciado el templado o “apagado del acero”.

Conclusiones sobre el resultado

Para el acero AISI 1045, la temperatura de inicio de la transformación martensítica es aproximadamente  $340^\circ\text{C}$ , esta temperatura está  $40^\circ\text{C}$  por arriba de la temperatura encontrada con el procedimiento anterior. Sin embargo, para aceros de menor diámetro, el número de Bi se incrementará lo cual producirá, para el mismo

tiempo de enfriamiento, una temperatura superior a la  $M_s$ . como resultado, el proceso de enfriamiento será similar a un austempleado disminuyendo el riesgo de grietas superficiales.

#### 3.4.17 Diseño del sistema de enfriamiento rápido (apagado) de la pieza de trabajo

Como se citó en el análisis de transferencia de calor por evaporación, la tasa de enfriamiento de la superficie es una función de la velocidad y cantidad de gotas de agua que inciden sobre la superficie que se encuentra a una temperatura por arriba de la temperatura de evaporación del líquido. Así, para conseguir un temple superficial y que éste sea lo más uniforme posible, las variables a controlar será tanto el caudal de líquido a la salida de cada boquilla hidráulica como también la presión con que el chorro de agua es dirigido hacia la superficie del acero a templar. Para mantener el control en todo momento de ambas variables, se diseñará un sistema hidráulico el cual consta de los siguientes elementos: Tubería de abastecimiento (succión y descarga), tubería metálica flexible de suministro, accesorios (válvulas, manómetros, flujo-metro, filtros, bomba centrífuga, entre otros elementos conectados en línea con la tubería), así como también, un tanque hidroneumático el cual tendrá la función de suministrar agua a una presión y caudal adecuado, según la demanda, cuando el bomba se encuentre en reposo. En la figura 3.29 se presenta el esquema del sistema hidráulico con todos sus componentes principales. Uno de estos es la boquilla hidráulica la cual será empleada durante el temple de las piezas; ésta será de tipo cónica divergente lo que permitirá dirigir un chorro de agua con una forma de cono lleno y amplio (ver especificaciones en anexos 14 y 15).

El uso de boquillas hidráulicas obliga a colocar filtros purificadores en línea con la tubería de descarga. Para cuantificar el caudal o caudal suministrado hacia las boquillas hidráulicas, se colocará un medidor de flujo transparente tipo flotador con una presión máxima de operación de 1.03 MPa (150 psi) y un intervalo de 0.45 - 9.08  $m^3/h$  (2 - 40 GPM) colocado aguas abajo del filtro de purificación. Otro dispositivo indispensable en el sistema es la bomba hidráulica; ésta impulsará agua a una razón de 4.9  $m^3/h$  (aproximadamente 22 GPM) por todo el sistema a una altura  $h$  de presión determinada.

Como se citó, el uso de un tanque hidroneumático conectado al sistema evitará que el motor de la bomba arranque o pare cada vez que se haga una descarga por las boquillas, lo que puede acelerar el deterioro de la unidad de bombeo, así como también, a la des-calibración en la distancia o separación entre las boquillas hidráulicas y la superficie calentada a templar. Lo anterior es debido al choque violento sobre las paredes del conducto forzado (tubería) producido por el movimiento brusco del fluido dentro de la misma. Esto se conoce en la hidráulica como golpe de ariete.

En consecuencia, la instalación del tanque hidroneumático es necesaria dado que este absorberá, dentro del intervalo permitido por éste, toda sobre-presión o variaciones de la misma que se presenten en el sistema.

Con el objetivo de facilitar la conexión de los instrumentos de medición como por ejemplo, manómetros, se instalarán acoples rápidos en diferentes puntos de la red hidráulica, de esta manera se podrán tomar lecturas de presión en diferentes puntos y conocer así el estado del funcionamiento del sistema o detectar fallas en la misma.

El agua descargada por las boquillas y que no se evapore, caerá dentro de un área de captación desde donde será dirigida hasta un pequeño estanque de suministro. Éste estará situado a un costado y por debajo del nivel del piso de la máquina.

Habiendo detallado brevemente los componentes del sistema, se procede con el diseño y la selección de los componentes del mismo. Así, para comenzar con el diseño, primero se determinará el flujo de agua requerida para templar la pieza de trabajo; este valor se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_{\text{máx}} = \dot{m} h_{fg} \quad (3.87)$$

donde:

$h_{fg}$  es el calor de vaporización, que para el agua a 1 atm es igual a  $2257.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$\dot{m}$  es el flujo másico de agua a evaporar ( $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ )

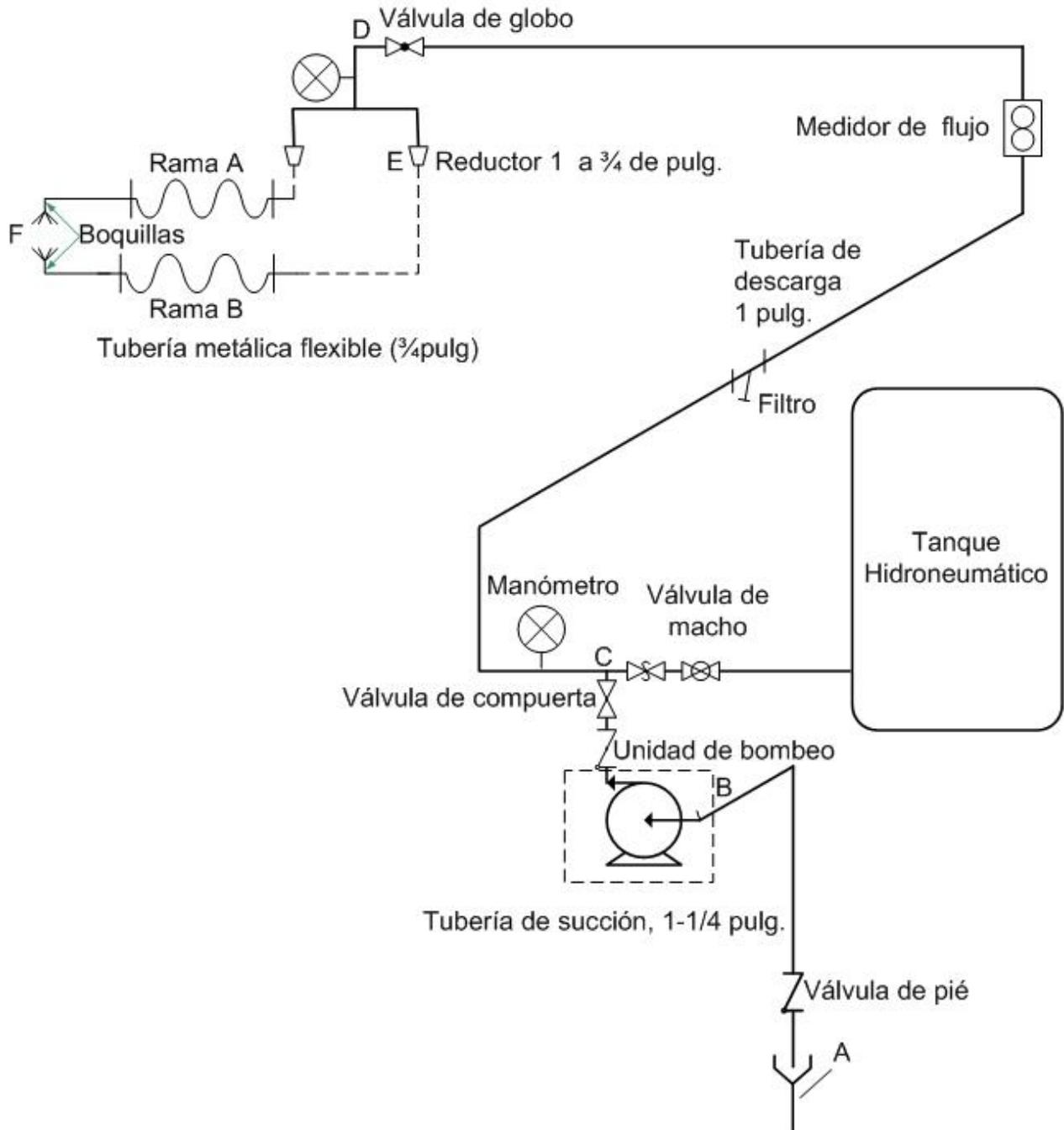


Figura 3.30 esquema del sistema hidráulico de la máquina para temple.

Así, del análisis de transferencia de calor, se determinó la cantidad de energía extraída del cuerpo mediante la transferencia de calor por evaporación, el cual tiene

una magnitud de  $1.54 \times 10^6 \text{ W}$ . Evaluando la ecuación (3.87), el flujo másico de agua a evaporar es:

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}_{\text{máx}}}{h_{\text{fg}}} = \frac{1.54 \times 10^6 \text{ W}}{2257.1 \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}} = 0.682 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

a  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  la densidad del agua tiene un valor de  $974 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ; por lo que al dividir al flujo másico por el valor de densidad, el caudal de agua a evaporarse tendrá un valor igual a  $7.0 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ; y en litros por minuto es aproximadamente igual a 11.09 LPM.

Según [13], aproximadamente el 50% de las gotas que chocan con la superficie caliente, se evaporan, por lo que el resto queda en estado líquido saturado. El valor de flujo encontrado equivale, teóricamente, a un 50% del total, así, a modo de aproximación, el flujo neto mínimo que suministrará el sistema hidráulico para enfriar la pieza de trabajo, será igual al doble del valor obtenido en (3.87), es decir:

$$\dot{V}_{\text{total}} = 2(7.0 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}) = 1.40 \times 10^{-2} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \text{ (84 LPM)}$$

Este será la descarga de trabajo y con la que se seleccionará la bomba hidráulica, así como también, los accesorios del sistema hidráulico.

Continuando con el diseño del sistema hidráulico, a continuación se planteará la ecuación de energía de Bernoulli en diferentes tramos del sistema presentado en la figura 3.30. Así, analizado el tipo de red, se observa que se tiene una instalación de flujo dividido o de líneas ramales que comparten la misma línea de abastecimiento hasta el punto E, por lo que ambas ramas comparten las mismas pérdidas por abastecimiento. El punto E está 2 m arriba de la succión del nivel del tanque de abastecimiento; en consecuencia, la carga del sistema para la tubería común hasta el punto E será la carga por fricción más 2 m de carga estática (S).

En el tramo de tubería entre los puntos E-F, se prevé instalar una tubería metálica flexible con una longitud de 5 m y un valor de rugosidad absoluta,  $\varepsilon$ , igual a 0.25; también, un codo a 45°,  $k_m = 0.3$ . En la tabla 3.7 se presenta un resumen de los valores para los coeficientes de pérdidas secundarias,  $k_m$ , de todos los accesorios conectados en línea con la tubería.

Tabla 3.7. Resumen de los coeficientes de carga de los accesorios.

Accesorio	Cantidad/línea	$k_m$	Total $k_m$
Codo 45°	1	0.3	0.3
Boquilla	1	0.5	0.5
Unión	1	0.3	0.5
Sumatoria			1.3

Aunque la sumatoria de los coeficientes es igual a 1.3, las pérdidas en la boquilla tanto en la entrada como a la salida de la misma estarán afectadas por la velocidad aguas debajo en la misma.

En la figura (3.31) se presenta un esquema de la tubería flexible de suministro a las boquillas hidráulicas la cual servirá para plantearse la ecuación de energía entre E y F; según el sistema mostrado, la ecuación de energía queda de la siguiente manera:

$$\frac{P_E}{\gamma} + S_E + \frac{V_E^2}{2g} - \sum h_f - \sum h_m = \frac{P_F}{\gamma} + S_F + \frac{V_F^2}{2g} \quad (3.88)$$

Donde  $\sum h_f$  incluye todas las pérdidas por fricción en la tubería, mientras que las pérdidas secundarias o “menores” se representa por  $\sum h_m$ . Empleando únicamente presiones manométricas, la presión en F es igual a cero.

Asumiendo una condición crítica para cuando ambos punto (E y F), se encuentren al mismo nivel, es decir  $S_F - S_E = 0$ , la ecuación (b) queda

$$\frac{P_E}{\gamma_m} = \frac{P_{boquilla}}{\gamma} + \left( \frac{V_F^2}{2g} - \frac{V_E^2}{2g} \right) + \sum h_f + \sum h_m$$

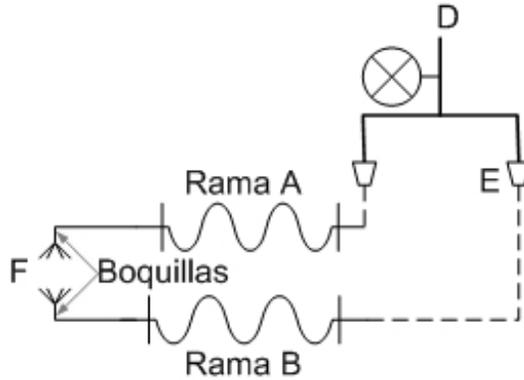


Figura 3.31 Esquema de la tuberías flexibles de suministro de agua hacia las boquillas.

Más detalladamente,

$$\frac{P_E}{\gamma_m} = \frac{P_{boquilla}}{\gamma} + \left( \frac{V_F^2}{2g} - \frac{V_E^2}{2g} \right) + \left( \zeta \frac{L}{d} + \sum k_m \right) \times \frac{V_E^2}{2g} + (\sum k_m) \frac{V_F^2}{2g} \quad (3.89)$$

Donde  $\frac{P_E}{\gamma}$  representa la energía en metros de agua en el punto E,  $\frac{P_{boquilla}}{\gamma}$  la altura de presión en la boquilla,  $\zeta$  es el coeficiente de fricción de Darcy Weisbach para tuberías; L y d, la longitud y el diámetro de la tubería respectivamente.

En la tabla 3.9 se presenta información sobre la tubería flexible y la boquilla hidráulica.

Tabla 3.9) presentación resumida de los parámetro de la tubería de descarga.

Elemento	Diámetro, pulg	Área de la sección, m <sup>2</sup>
Tubería metálica flexible	3/4	2.85E-04
Boquilla	0.391	7.75E-05

Nota: El diámetro de la boquilla corresponde al diámetro del orificio de salida de ésta.

Introduciendo todos los coeficientes en la ecuación C, esta se puede expresar de la forma siguiente:

$$\frac{P_E}{\gamma_m} = \frac{P_{\text{boquilla}}}{\gamma} + \left( \frac{V_F^2}{2g} - \frac{V_E^2}{2g} \right) + \left( \zeta \frac{5}{1.92 \times 10^{-2}} + 0.6 \right) \frac{V_E^2}{2g} + (0.5 + 1) \frac{V_F^2}{2g}$$

Siendo  $k_m = 0.5$  por pérdidas en la boquilla y  $k_m = 1$  por pérdidas a la salida de ésta.

Como se puede ver, la energía en E es función de la velocidad del fluido y por lo tanto del caudal que circula dentro de la tubería, así como también de la energía de presión en la boquilla. Así, para construir la curva de carga del sistema correspondiente al tramo E-F (rama A o B), se seleccionarán una serie de valores de caudal con los que se evaluará la ecuación (3.89) y así obtener la energía mínima necesaria en el punto C de la tubería para vencer las pérdidas de carga hasta la boquilla de suministro. Así, al variar el caudal también variará la velocidad con que el fluido fluye dentro del tubo, en consecuencia de esto, el número de Reynolds también se modificará al igual que el factor de fricción de Darcy debido a que éste es función tanto de la rugosidad relativa como del número adimensional antes citado.

El análisis se realizará únicamente para un tramo de tubería flexible, dado que para un par de tuberías en paralelo, las pérdidas de carga deben ser las mismas; por lo que, la capacidad o caudal para las dos tuberías para cargas iguales del sistema hasta el punto E, se puede obtener sumando el caudal de cada rama correspondiente a la misma altura de carga. Así, se obtendrá la demanda total del sistema a una altura  $h$  específica.

En la tabla 3.9 se presentan los resultados para  $\frac{P_c}{\gamma}$  dados por la ecuación 3.89 pero únicamente para pérdidas por fricción, es decir, sin agrega la energía de presión  $\left( \frac{P_{\text{boquilla}}}{\gamma} \right)$  que se da en la boquilla emisora.

Tabla 3.9. Perdidas de carga de presión en C para diferentes valores de caudal.

Perdida de carga por fricción sobre el tramo E-F para diferentes valores de caudal.							
Q(GPM)	Reynolds	$\zeta$	Carga en	Q(GPM)	Reynolds	$\zeta$	Carga en
0.00	0.00	0.00	0.00	7.00	3.29E+04	0.03990	5.37
0.50	2.35E+03	0.05200	0.03	7.50	3.53E+04	0.03990	6.17
1.00	9.40E+03	0.04800	0.11	8.00	3.76E+04	0.03920	6.99
1.50	7.05E+03	0.04700	0.26	8.50	4.00E+04	0.03900	7.88
2.00	9.40E+03	0.04400	0.45	9.00	4.23E+04	0.03870	8.82
2.50	1.18E+04	0.04320	0.70	9.50	4.47E+04	0.03850	9.81
3.00	1.41E+04	0.04200	1.00	10.00	4.70E+04	0.03840	10.87
3.50	1.65E+04	0.04160	1.36	10.50	4.94E+04	0.03820	11.97
4.00	1.88E+04	0.04080	1.76	11.00	5.17E+04	0.03800	13.12
4.50	2.12E+04	0.04050	2.23	11.50	5.41E+04	0.03800	14.34
5.00	2.35E+04	0.04030	2.75	12.00	5.64E+04	0.03795	15.61
5.50	2.59E+04	0.04031	3.33	12.50	5.88E+04	0.03780	16.92
6.00	2.82E+04	0.04015	3.95	13.00	6.11E+04	0.03780	18.30
6.50	3.06E+04	0.04000	4.64				

Partiendo de los datos calculados y presentados en la tabla 3.9, se puede elaborar un gráfico de pérdidas de carga contra capacidad correspondiente al tramo de tubería de suministro flexible; éste se presenta en la figura 3.32.

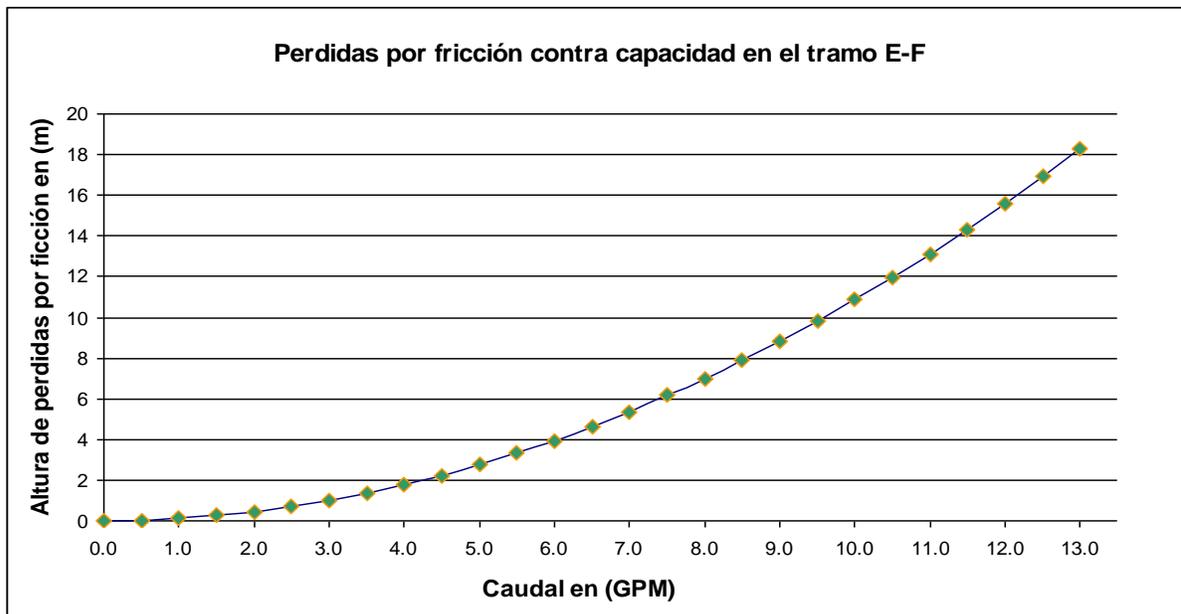


Figura 3.32. Grafica de pérdidas de carga sobre la tubería flexible para diferentes valores de caudal.

Para obtener la carga total en C, habrá que agregarle, a las pérdidas por fricción presentadas en la figura 3.32, la altura de presión requerida por la boquilla

para realizar una descarga Q determinada. Estos datos los proporciona el fabricante de las boquillas; los mismos se presentan en la figura 3.33.

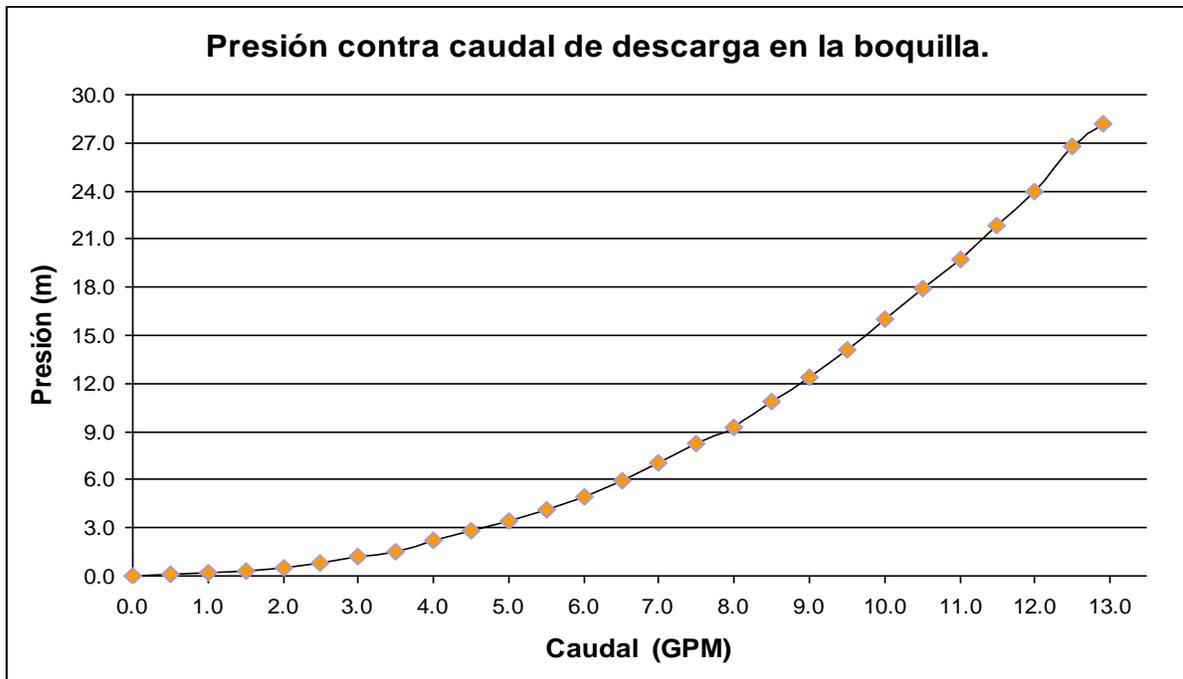


Figura 3.33. Presión nominal de boquilla emisora en función del caudal de descargar.

Las pérdidas de carga por fricción en la tubería desde el abastecimiento (punto A) hasta la bifurcación en el punto E, son las mismas para ambas tuberías (ramal A y B), por lo que no habrá dificultad para construir la curva de carga de fricción de la tubería de abastecimiento (tramo A-E). En la figura 3.34 se presenta el esquema del tramo del sistema hidráulico al cual se le determinarán las pérdidas de carga por fricción. Así, el procedimiento para construir dicha curva será el mismo que se empleó para obtener la curva del tramo E-F; es decir, primero se planteará la ecuación de energía para los tramos A-E (Ec. 3.88), para luego presentar los resultados en la tabla 3.9 y gráficamente en la figura 3.35.

La ecuación de energía para el tramo A-E, queda de la forma siguiente:

$$\frac{P_A}{\gamma} + S_A + \frac{V_A^2}{2g} + h_{\text{Bomba}} - \sum h_f - \sum h_m = \frac{P_E}{\gamma} + S_E + \frac{V_E^2}{2g} \quad (3.90)$$

Despejando para la altura de la bomba, la ecuación anterior queda

$$h_{\text{Bomba}} = H_t = \left( \frac{P_E}{\gamma} - \frac{P_A}{\gamma} \right) + (S_E - S_A) + \left( \frac{V_E^2}{2g} - \frac{V_A^2}{2g} \right) + \sum h_f + \sum h_m$$

La ecuación anterior da la carga total,  $H_t$ , que la bomba centrífuga debe impartir al líquido; es decir, la diferencia entre la carga de descarga y la de succión. Como la carga de succión es una carga negativa, la carga total es la suma de la carga de descarga y la elevación de succión. La ecuación anterior da la energía total para mantener una presión en un punto determinado de la red (punto E). Sin embargo, para comparar la variación de las pérdidas de carga a diferentes capacidades de líquido circulando por la tubería, y luego sumar ésta a las pérdidas de carga en cada rama de suministro hasta las boquillas, la ecuación (3.90) debe representar únicamente las pérdidas de carga. Para esto, se eliminará la energía estática y la energía de presión en E. Así, situando la referencia A sobre la superficie del líquido del tanque de abastecimiento, tanto la velocidad y la altura de presión en este punto tendrán un valor igual a cero. La ecuación (3.90) adopta la siguiente forma

$$h_{\text{pérdidas}} = \left( \frac{V_E^2}{2g} \right) + \sum h_f + \sum h_m$$

En la figura 3.35 se presenta gráficamente la carga en función de la capacidad para éste tamo en particular.

En la tabla 3.11 se presenta un resumen sobre los coeficientes de pérdidas menores para cada elemento conectado en línea con la tubería de abastecimiento.

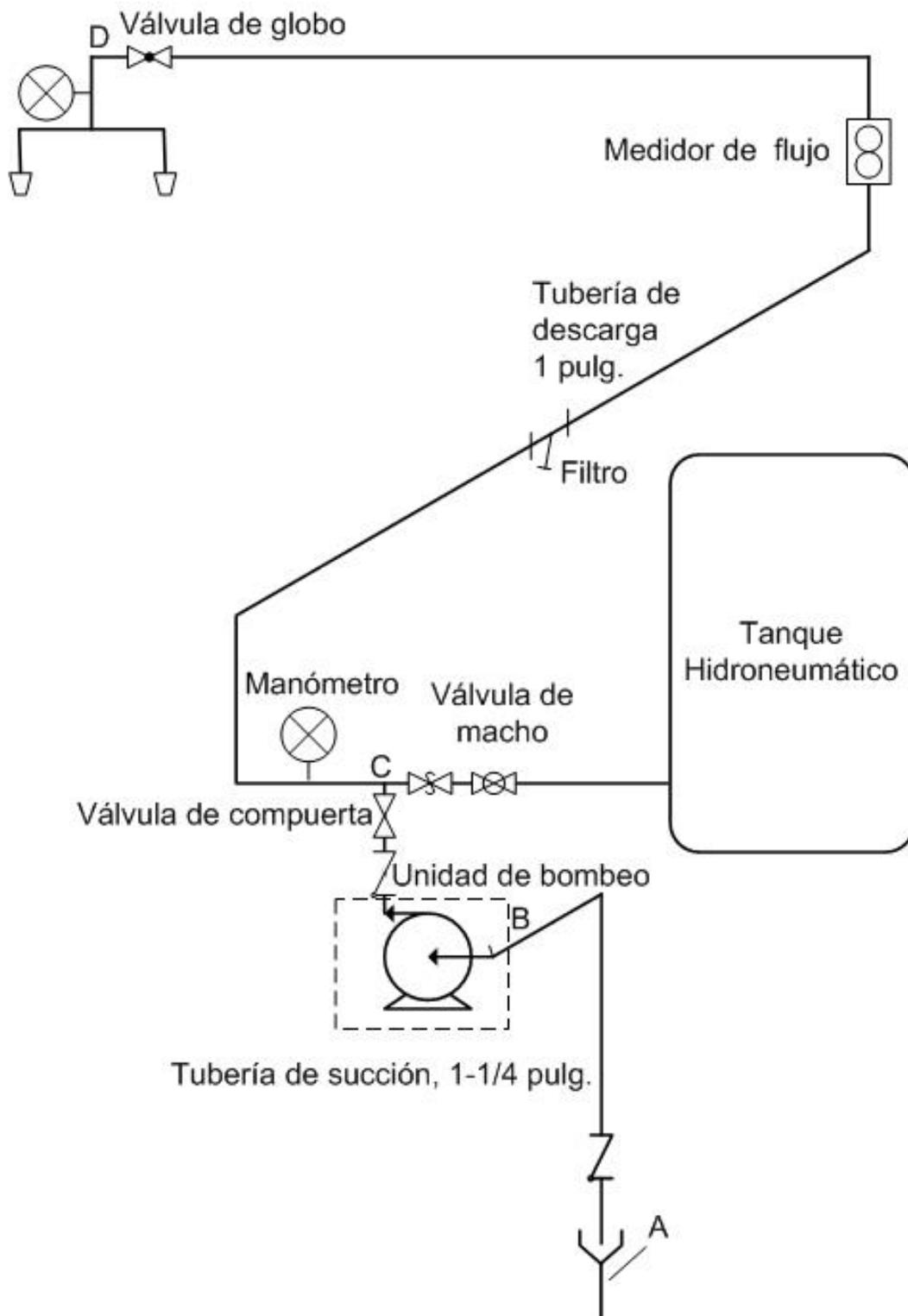


Figura 3.34. Esquema de la tubería principal de suministro de agua del sistema hidráulico.

Tabla 3.11. Factor de pérdidas secundarias por accesorio conectado en línea de suministro.

Accesorio	Cantidad	Factor $k_m$	Total por accesorios
Codo a 90°	7	0.9	6.3
Filtro	1	0.75	0.75
Unión	1	0.3	0.3
Flujometro	1	2.5	2.5
Válvula de macho	1	0.2	0.2
Válvula de globo	1	10	10
Válvula de	1	5.6	5.6
Tee, salida bilateral	2	1.8	3.6
Sumatoria			28.5

La longitud total de tubería de succión a emplear será de aproximadamente 1 m; a esto se le agregará 10 m de longitud equivalente por pérdidas locales por el uso de una válvula de pie del mismo diámetro en la tubería de succión. Mientras que para la tubería de descarga se proyecta una longitud igual a 5 m.

Para ambas tuberías se tiene que especificar un diámetro. Precisamente, para la tubería de descarga teóricamente el diámetro puede ser cualquiera; sin embargo, si se adopta un diámetro relativamente grande, resultarán pérdidas de carga pequeñas y en consecuencia, la potencia del sistema de bombeo se reduce. Así, la bomba será de menor costo; sin embargo el costo de la tubería de descarga será elevado. Si al contrario, se establece un diámetro relativamente pequeño, resultarán pérdidas elevadas, y exigiendo mayor potencia a la máquina. El costo de la tubería será bajo y el sistema de bombeo será costoso, consumiendo más energía. Por lo tanto, el diámetro conveniente es aquel para el cual los costos totales de toda la instalación son mínimos.

Para determinar un diámetro de tubería, se podría comenzar con un proceso de prueba para diferentes diámetros estándar disponibles en el mercado nacional, y así obtener el adecuado. Este procedimiento es el recomendado para grandes instalaciones de suministro de agua; sin embargo, dado que el sistema hidráulico a diseñar se trata de una pequeña instalación, el procedimiento de selección del diámetro conveniente de tubería se puede simplificar a través del uso de la ecuación (3.91), mediante la cual se dimensionará la tubería de descarga por el criterio económico.

$$d_{\text{desc}} = 1.3(X^{\frac{1}{4}})\sqrt{Q} \quad (3.91)$$

$$\text{Donde } X = \frac{\text{n}^\circ \text{ de horas de bombeo por día}}{24}$$

Anticipando un funcionamiento del sistema de bombeo durante un periodo no mayor a 4 horas por día de modo no continuo, el diámetro de la tubería de descarga de la bomba según la ecuación 3.9, queda:

$$d_{\text{desc}} = 1.3\left(\frac{4}{24}\right)^{\frac{1}{4}}\sqrt{1.4 \times 10^{-3}} = 0.028 \text{ m}$$

Este diámetro corresponde al de la línea de descarga de la bomba que funcionará sólo algunas horas por día.

Del resultado en (3.91), se elegirá una medida de diámetro estándar para la tubería de descarga, ésta será de 25.4 mm (1 pulg). Así mismo, para la tubería de succión se utilizará un diámetro inmediato superior al seleccionado anteriormente, por ejemplo 32 mm (1¼ pulg); ambos tubos serán de hierro galvanizado ASTM A-53, Cédula 40.

Al introducir los términos en la ecuación (d), ésta queda de la forma siguiente

$$h_{(\text{perdidas en A-E})} = \left(\frac{V_E^2}{2g}\right) + \left(\zeta \frac{L_{\text{succ}}}{d_{\text{succ}}} + \sum k_{m(\text{succ})}\right) \frac{V_B^2}{2g} + \left(\zeta \frac{L_{\text{desc}}}{d_{\text{desc}}} + \sum k_{m(\text{desc})}\right) \frac{V_D^2}{2g}$$

El procedimiento para construir la curva de abastecimiento del sistema, será el mismo llevado a cabo para las ramas de suministro hasta las boquillas; es decir, primero se determinará el número de Reynolds en ambas tuberías, luego, y haciendo uso de la rugosidad relativa, se calculará el factor de fricción de Darcy Weisbach. Así, en la tabla 3.12 se presentan los resultados de evaluar la ecuación 3.90.

Tabla 3.12. Tabla resumen con los valores pérdida de carga vs caudal en la tubería de abastecimiento (tramo A-E).

Q(GPM)	Reynolds <sub>(succ)</sub>	Reynolds <sub>(desc)</sub>	$\zeta$ (succ)	$\zeta$ (desc)	$h$ (pérdidas en A-E)
0	0	0	0	0	0
1	2.82E+03	3.53E+03	0.04800	0.04750	0.03
2	5.64E+03	7.05E+03	0.04200	0.04150	0.12
3	8.46E+03	1.06E+04	0.03910	0.03910	0.27
4	1.13E+04	1.41E+04	0.03720	0.03800	0.46
5	1.41E+04	1.76E+04	0.03600	0.03600	0.72
6	1.69E+04	2.12E+04	0.03520	0.03600	1.04
7	1.97E+04	2.47E+04	0.03500	0.03400	1.82
8	2.26E+04	2.82E+04	0.03450	0.03500	1.83
9	2.54E+04	3.17E+04	0.03400	0.03450	2.30
10	2.82E+04	3.53E+04	0.03380	0.03420	2.84
11	3.10E+04	3.88E+04	0.03300	0.03400	3.42
12	3.38E+04	4.23E+04	0.03300	0.03380	4.06
13	3.67E+04	4.58E+04	0.03270	0.03370	4.76
14	3.95E+04	4.94E+04	0.03220	0.03370	5.52
15	4.23E+04	5.29E+04	0.03210	0.03375	6.32
16	4.51E+04	5.64E+04	0.03200	0.03372	7.19
17	4.79E+04	5.99E+04	0.03190	0.03367	8.11
18	5.08E+04	6.35E+04	0.03230	0.03362	9.10
19	5.36E+04	6.70E+04	0.03210	0.03570	10.30
20	5.64E+04	7.05E+04	0.03200	0.03550	11.30
21	5.92E+04	7.40E+04	0.03150	0.03500	12.50
22	6.21E+04	7.76E+04	0.03120	0.03380	13.60
23	6.49E+04	8.11E+04	0.03100	0.03340	14.70
24	6.77E+04	8.46E+04	0.03099	0.03250	16.00
25	7.05E+04	8.81E+04	0.03085	0.03240	17.31
26	7.33E+04	9.17E+04	0.03020	0.03200	18.70

Los resultados de las tablas 3.9 y 3.12, y la figura 3.33, se presentan gráficamente en la figura 3.35; en ésta se observa la curva de perdidas de carga por fricción en cada tramo de tubería desde la de abastecimiento hasta la de suministro de agua a las boquillas hidráulicas (rama A o B); así como también, la curva de pérdidas totales del sistema.

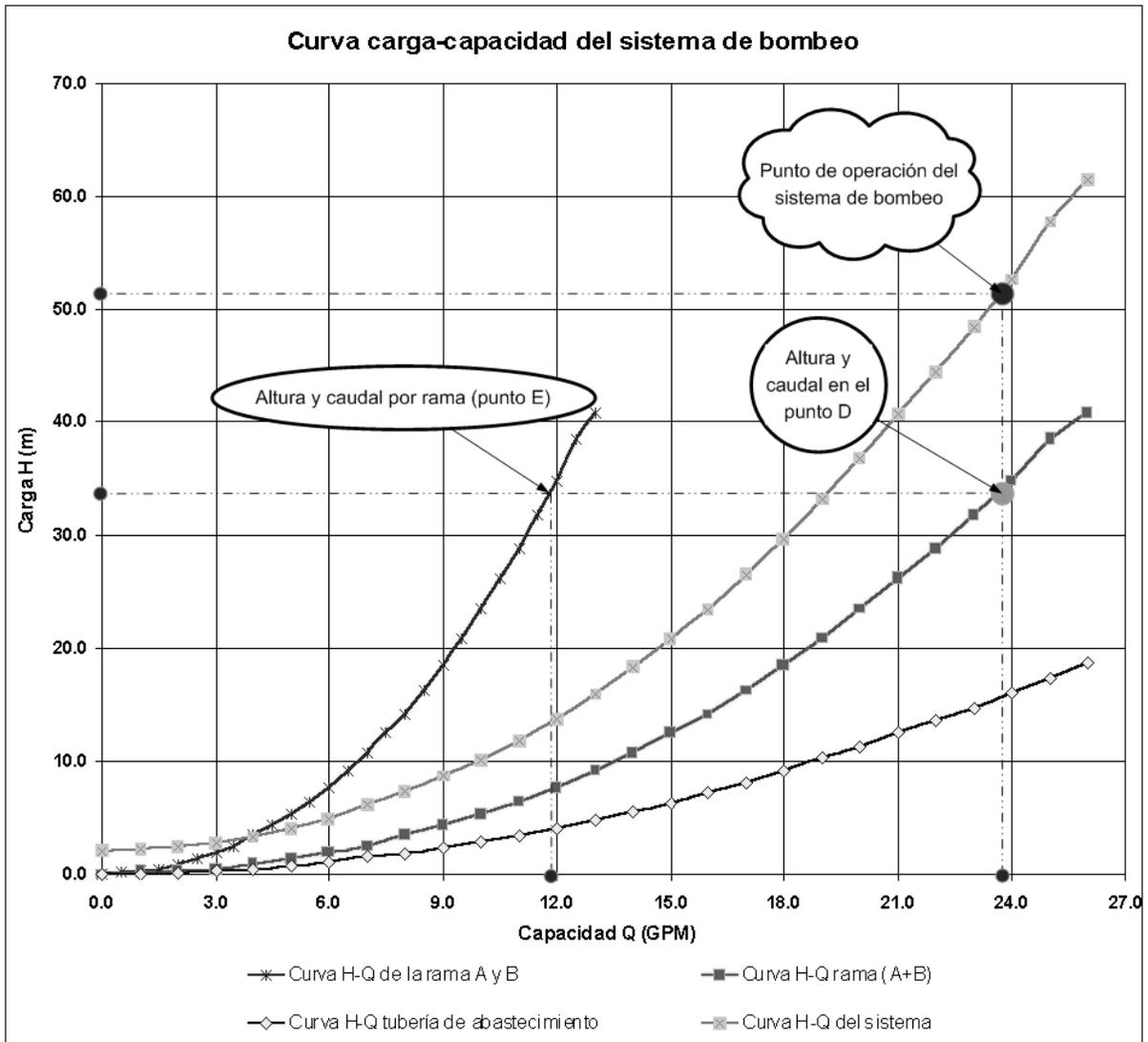


Figura 3.35. Diagrama carga - capacidad del sistema hidráulico que alimentará a las boquillas para templado.

### Determinación del tipo de bomba a instalar en el sistema hidráulico

Con la cuantificación de la carga requerida por el sistema para un caudal, Q de operación, ahora se puede determinar el tipo de bomba a instalará en el sistema hidráulico a proyectar. Para ello se hará uso de la velocidad específica tipo, que, por definición, es aquella velocidad específica de operación que da la eficiencia máxima para una bomba en particular, y es el número que identifica el tipo de bomba.

Así, matemáticamente la velocidad específica se expresa de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad 3.92$$

donde:

n = velocidad angular en revoluciones por minuto, rpm

Q = caudal en galones americanos por minuto, GPM

H = carga total de la bomba en pies

Probando con una bomba cuyo impulsor gire a 3500 rpm, una altura H de 31 m (101.70 pies) y un caudal de 22.16 GPM, la magnitud de la ecuación 3.92 es:

$$N_s = \frac{3500\sqrt{22.16}}{(101.70)^{\frac{3}{4}}} = 514.5$$

La magnitud encontrada para este número adimensional se encuentra dentro del intervalo de valores de  $N_s$  con que se clasifican a las bombas centrífugas ( $400 < N_s < 4000$ ). Lo anterior confirma la suposición hecha anteriormente, en cuanto a la instalación de una bomba centrífuga en el sistema.

Determinación del punto de operación del sistema de bombeo

Una vez construidas la curva característica del sistema y clasificada el tipo de bomba a utilizar, la obtención del punto de operación será relativamente fácil, dado que, para obtenerlo, bastará con prolongar la curva característica del sistema hasta que ésta corte una de las curvas características proporcionada por un fabricante de bombas centrífugas. El valor obtenido para el punto en donde ambas curvas se cortan, será el punto de operación. Éste no deberá ser menor que la carga y caudal de trabajo para el cual el sistema fue proyectado. Para caso, este punto se encuentra para  $Q = 23$  GPM y  $H = 52$  m. La bomba a instalar deberá tener la capacidad mínima de suministrar un caudal  $Q = 23$  GPM a una altura de presión a la salida de la misma,

de  $H= 52$  m. lo anterior debe estar dentro de un rango de eficiencia recomendado por el fabricante de la bomba.

A modo de ejemplo, en la figura 3.36 y 3.37, se presentan dos cartas de de operación para dos tipos diferentes de bombas centrífugas. En ambos se ha marcado un punto correspondiente al caudal requerido por el sistema; sin embargo, proyectando un línea vertical hasta que ésta corte la primer curva característica para bomba presentada en el diagrama, se puede observar el rango de operación en el cual la bomba operará; en ambos diagramas este punto se encuentra dentro del recomendado por el fabricante del equipo, y esto es bueno. Sin embargo, al prolongar la línea horizontalmente a la altura del punto anterior, hasta que ésta corte la línea vertical en la cual se mide la altura de operación de la bomba, ésta es menor que la requerida.

En este caso, se procederá a la conexión en serie de dos equipos de bombeo iguales característica de operación. Así, para el caso de dos bombas Goulds 3642OPD de 1hp, conectadas en serie, la altura a la cual descargará un caudal de 23 GPM, será de 60m, un poco más alta que la requerida. Para el caso de la bomba marca Jacuzzi de 1hp, la altura para una descarga de 23 GPM conectadas en serie, será de 58 m.

Ambas bombas resultan adecuadas para ser instaladas en el sistema. Sin embargo, la bomba Goulds 3642, presenta una curva conocida en la hidráulica como curva ascendente de carga-capacidad. Este tipo de bomba con tales características de operación, es del tipo requerido por el sistema hidráulico proyectado, pues, al mismo se le conectará un tanque hidroneumático que se encargará de suministra el agua a la presión requerida mientras la bomba no este operando. Este valor de capacidad y carga de operación del sistema se verá incrementado debido a la conexión de este dispositivo, el cual es recomendado entre 0.7%– 15%, del caudal a suministrar por la bomba.

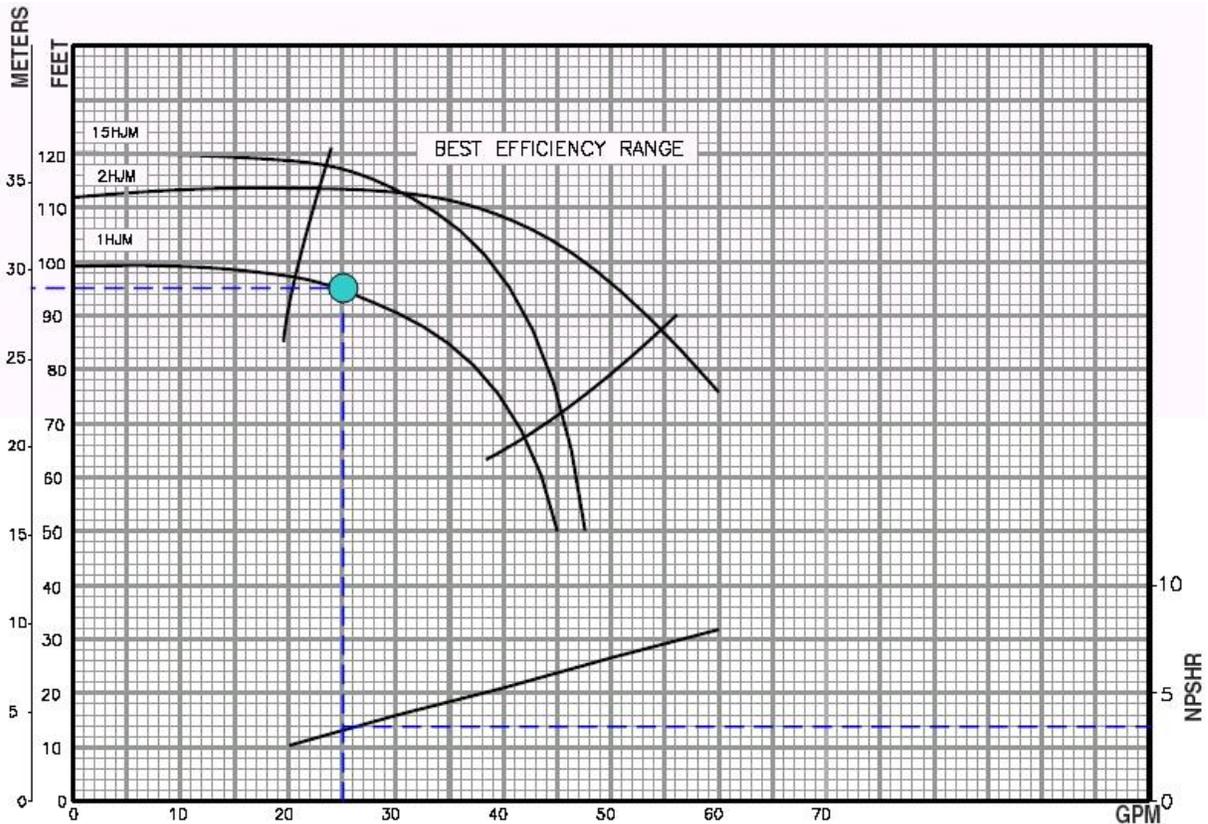


Figura 3.36. Curvas características de una bomba centrífuga a la cual se le ha marcado el punto de operación el cual establece las condiciones con que se desempeñaría en el sistema hidráulico.

Cálculo de la altura máxima a la que se puede instalar la bomba con respecto al nivel del estanque de abastecimiento desde donde se succionará el caudal de operación

Para evitar el fenómeno de la cavitación en la bomba que se seleccione, se debe impedir que la presión a la entrada de la bomba sea menor que la presión de vapor del líquido a la temperatura que se esté bombeando el mismo. Lo anterior se puede expresar en metros de columna de agua de la siguiente manera:

$$\frac{p_s - p_v}{2g} \quad 3.93$$

$P_s$  es la presión con que la bomba succiona el líquido por la tubería de succión, mientras que  $P_v$ , es la presión de vapor del líquido a la temperatura que se está bombeando.

El término anterior representa, físicamente, la energía potencial de presión por unidad de peso, y éste se conoce con el nombre de cabeza neta de succión positiva o NSPH, por sus siglas en Inglés. Así, igualando las ecuaciones esta queda

$$\text{NSPH}_r = \frac{p_s - p_v}{2g} = \frac{p_a}{2g} - h_{\text{perdidas(succ)}} - \frac{p_v}{2g}$$

donde:

$P_a$  es la presión atmosférica (absoluta)

$h_{\text{perdidas(succ)}}$  altura total de perdidas en la tubería de succión

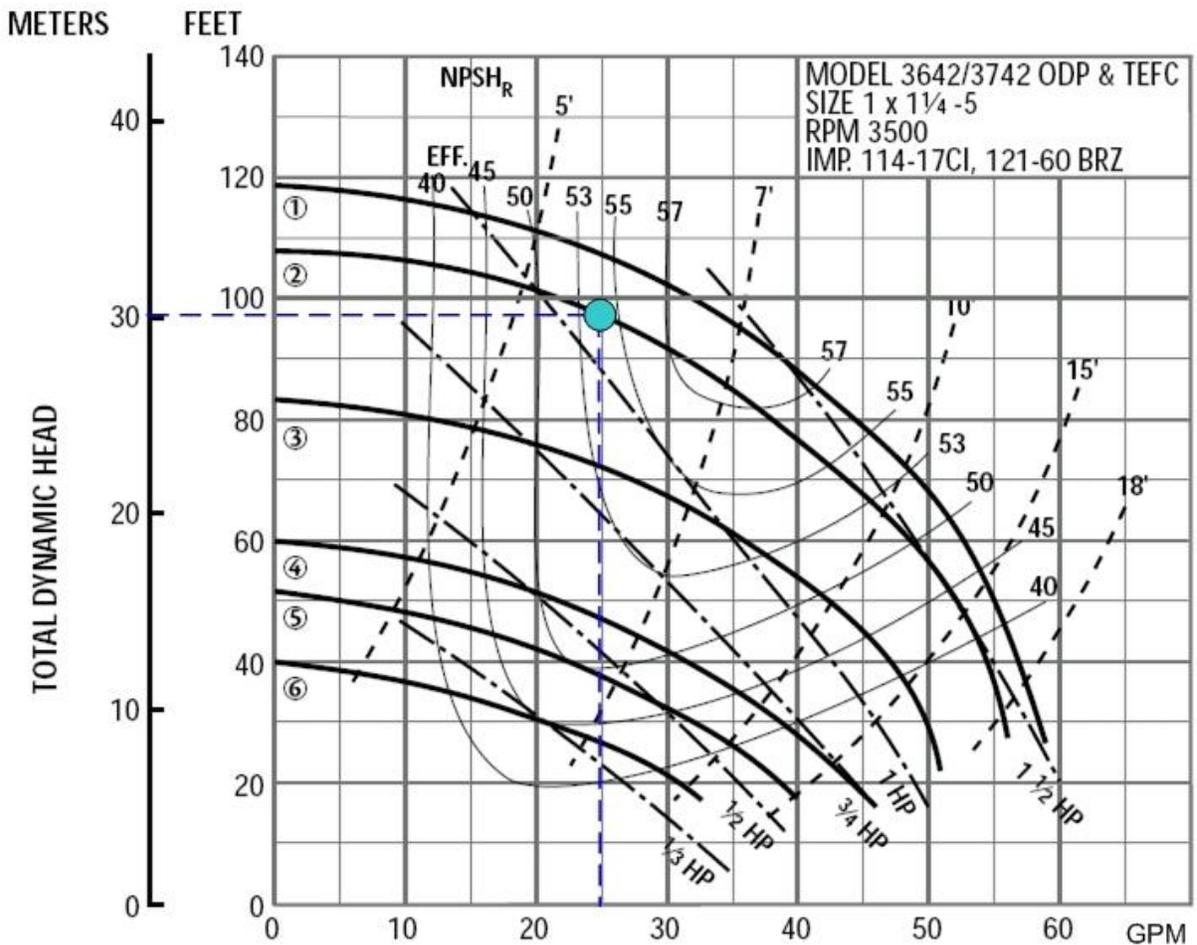


Figura3.37. Curvas características de una bomba centrífuga con diferentes diámetros de rodete.

Esta última está definida de acuerdo con la ecuación 3.94, cuyos términos corresponden a la figura 3.38, por lo que esto queda

$$\text{NSPH} = \frac{p_a}{2g} - \left( S' + h_{fs} + h_{me} + \frac{V^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{2g} \quad 3.94$$

La NSPH es un dato que por lo general es suministrado por el fabricante de equipos del bombeo.

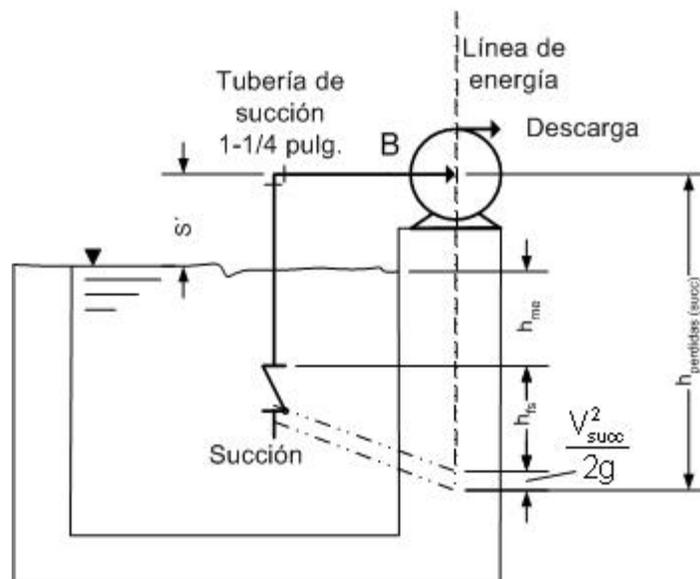


Figura 3.38. Determinación de la altura de suspensión de la bomba.

A continuación, se calculará la distancia vertical máxima,  $S'$ , a la que se puede colocar la bomba con respecto al nivel de líquido del tanque de suministro. Para esto se asume que la bomba estará bombeando caudal a una tasa de 22.16 GPM por una tubería de 1 ¼ de pulgada. Con el dato de caudal y diámetro de la tubería, la velocidad a la que fluye el agua será igual a 1.77 m/s, el cual es menor que el valor máximo de 2.5 m/s recomendado en estos casos. La temperatura del agua a bombear será de aproximadamente 25 °C.

El agua a 25 °C tienen las siguientes propiedades

$$\frac{p_v}{\gamma} = 0.33 \text{ carga de presión por vapor}$$

$$p_a = 97.0 \times 10^3 \text{ Pa (abs)}$$

$$\nu = 0.897 \times 10^{-6}$$

Ahora se procede a calcular el número de Reynolds para el caudal especificado

$$R_e = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1.77(0.03175)}{0.897 \times 10^{-6}} = 62.65 \times 10^4$$

Con el valor de Reynolds y un rugosidad relativa de 0.0046, el factor de fricción, según el diagrama de Moody, tiene un magnitud de 0.0315.

Ahora se puede calcular las pérdidas por fricción en la tubería de succión

$$h_{fg} = \zeta \frac{L_{succ} V^2}{d_{succ} 2g} = 0.0315 \left( \frac{1+10}{0.03175} \right) \left( \frac{(1.77)^2}{(2)9.81} \right) = 1.73 \text{ m}$$

El número 10 es la longitud equivalente agregada por el uso de una válvula de pie de 1¼ pulg colocada en el inicio de la tubería.

La suma de los coeficientes de pérdidas de carga en la tubería es  $k_m = 1.2$ ; la pérdida de carga en accesorios es

$$h_{me} = \sum k_m \frac{V^2}{2g} = 1.2(0.159) = 0.191$$

En la figura 3.35 y 3.36 se presentan curvas características pertenecientes a bombas hidráulicas de diferentes capacidades. Entre los datos que se pueden obtener de ellas está la NPSHr requerida por la bomba. Así, en la primera bomba la NPSHr es

igual a 1.06 m (3.5 pies), y para la segunda, la NSPHr requerida es de 1.83 m (6 pies), ambos se utilizarán para obtener la altura de suspensión de la bomba.

Los anteriores valores y otros datos indicados se remplazan en la ecuación h, y despeja S', la ecuación queda

Para NSPHr igual a 1.06 m, la altura de suspensión es:

$$S' = \frac{p_a}{2g} - \left( \text{NSPHr} + h_{fs} + h_{me} + \frac{V^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{2g}$$

$$S' = \frac{97.0 \times 10^3}{9778} - (1.066 + 1.73 + 0.191 + 0.159) - 0.33$$

$$S' = 6.44 \text{ m}$$

Para una NSPHr de 1.83 m, la altura es

$$S' = \frac{97.0 \times 10^3}{9778} - (1.83 + 1.73 + 0.191 + 0.159) - 0.33$$

$$S' = 5.58 \text{ m}$$

En conclusión, cuanto más alto es el valor de NSPHr, menor es la altura de suspensión de la bomba con respecto al nivel del tanque de abastecimiento.

Determinación de las dimensiones del tanque de suministro o almacenamiento de agua

Como regla general, el depósito de agua de suministro, debe contener agua suficiente para abastecer de manera continúa la demanda del sistema por no menos de 60 minutos. Sin embargo, dado que en el proceso de enfriamiento se recuperará parte del líquido descargado por las boquillas, y éste entrará nuevamente al tanque

repetiendo el ciclo de enfriamiento una vez más, el tanque se dimensionará para suministrar agua de modo continuo por lo menos 30 minutos, es decir:

Metros cúbicos del tanque = (84 LPM)x(30 min) = 2520 litros de agua que equivalen a 2.52 m<sup>3</sup>. Por lo tanto, se puede construir un estanque de 1x1.5x1.7 metros.

Cálculo de la capacidad del tanque a hidroneumático a instalar en el sistema

Par la selección del tanque a conectar en el sistema de bombeo, primero se tiene que determinar el caudal que manejará la bomba; luego la presión a la que el switch de presión hará accionar o detener de la bomba. Otro factor a considerar es el tiempo que se requerido para llenar el tanque.

Con parámetros anteriores y haciendo uso de la tabla 3.12, se seleccionará un factor multiplicador de la ecuación para evaluar la capacidad del tanque.

Tabla 3.12. Tabla de selección del factor multiplicador según el ajuste del interruptor de presión en la bomba.

Presión de apagado	Presión de arranque de la bomba (psi)							
	10	20	30	40	50	60	70	80
20	0.26							
30	0.41	0.22						
40		0.37	0.18					
50		0.46	0.31	0.15				
60			0.4	0.27	0.13			
70			0.47	0.35	0.24	0.12		
80				0.4	0.32	0.21	0.11	
90				0.47	0.38	0.29	0.19	0.10
100					0.44	0.35	0.26	0.17

Así, la formula para seleccionar el tamaño del tanque, se presenta a continuación:

$$\text{Capacidad mínima requerida} = \frac{\text{Caudal de la bomba (GPM)} \times \text{tiempo de accionamiento (min)}}{\text{factor multiplicador}}$$

Para el sistema en análisis, se prevé que la bomba manejará un caudal de 22 GPM,; además, se espera ajustar el interruptor de presión para que este desconecte

la bomba a los 80 psi, así como también, arranque a los 50 psi. El tiempo de llenado de 1 min. Por lo tanto, la capacidad total del tanque a instalar el sistema, es:

Presión de arranque = 50 psi,

Presión de apagado: 80 psi.

Mediante la tabla 3.12, y para las presiones anteriormente mencionadas, el factor multiplicador es igual a 0.32.

Insertando los valores en la fórmula anterior, la capacidad del tanque es

$$\text{Capacidad mínima requerida} = \frac{(22 \text{ GPM}) \times (1 \text{ min})}{0.32} = 68.75 \text{ galones}$$

Según la tabla de selección ubicada en anexos 16, un tanque de marca STA-RITE, Pro-Source modelo C-PS200-T52 con una capacidad de 85 galones, será una elección satisfactoria.

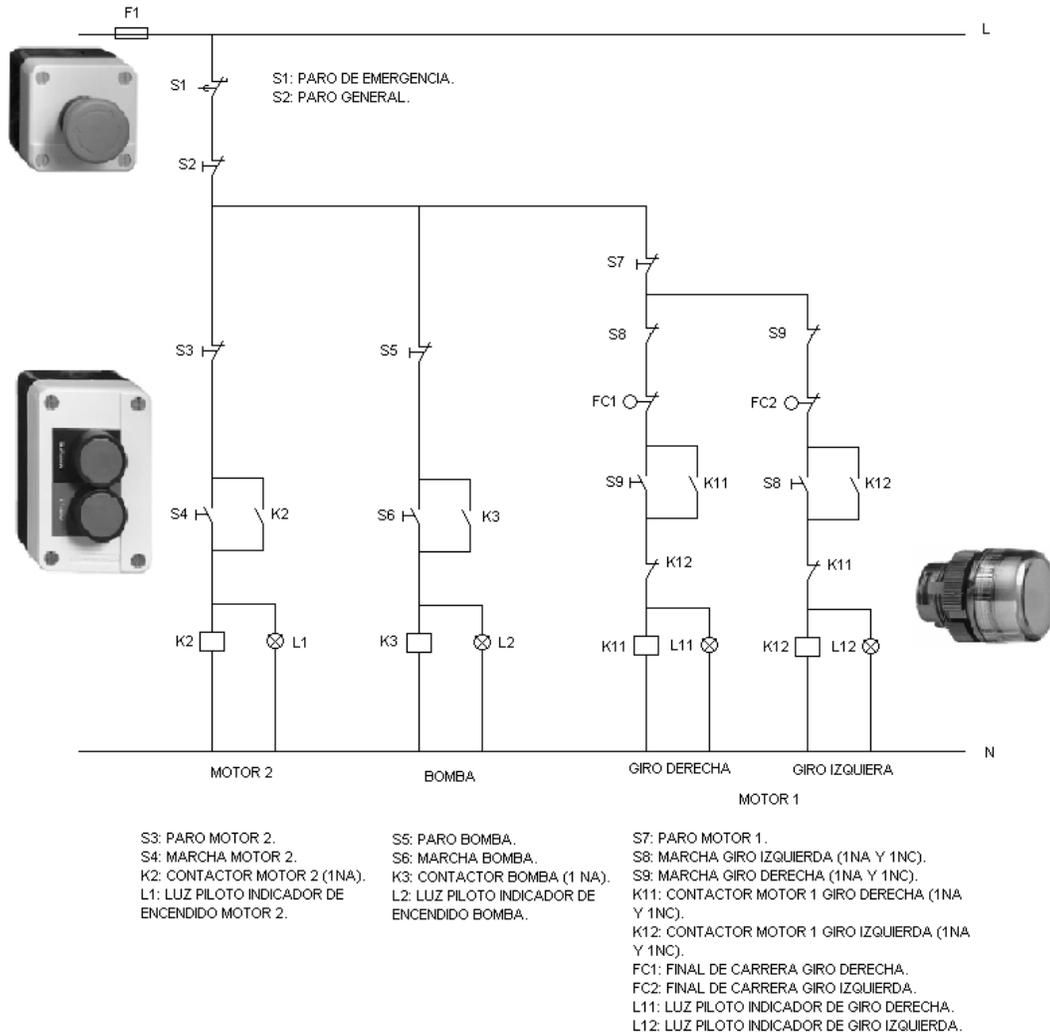
En anexos 16 se presenta toda la información técnica sobre el tanque a presión seleccionado.

### 3.5 Sistema de regulación y control de la máquina

En la figura 3.38 se presenta el diagrama de contactos del sistema de control de la máquina. También, en ésta se presenta la forma física de algunos de los dispositivos de control que intervienen en la regulación de la máquina para temple.

Con este circuito se controlará todas las fuentes motrices que accionará a cada uno de los sub-sistema que componen la máquina; estos son:

- ⊕ Moto-reductor de tipo universal de 1/15 Hp (Motor 1)
- ⊕ Motor monofásico de ¼ Hp (Motor 2)
- ⊕ Motor monofásico de 1 Hp, por bomba a conectar (BOMBA)



3.39. Diagrama auxiliar de contactos del sistema de control de la máquina.

La explicación del funcionamiento para controlar cada una de las unidades motrices, se describe a continuación:

#### Motor 1.

Para accionar el moto-reductor de velocidad del carro, se comienza por accionar el pulsador S9 el cual aplica tensión a la bobina del contactor K11, su contacto de auto-retención cierra, y el motor 1 arranca girando a la derecha mientras el contacto NA de K11 cierra, con lo que no permitiendo que la bobina de giro a la izquierda se active por error. El final de carrera, FC1 hace que el motor se detenga cuando éste es accionado mientras que la luz piloto L11 indica si el motor se encuentra activado girando a la derecha. El mismo procedimiento se realiza para el giro a la izquierda, donde entran en juego el pulsador S8, el contactor K12, la luz piloto L12 y el interruptor final de carrera FC2.

El pulsador S7 detiene el motor, ya sea si éste esté girando en sentido o no de las agujas del reloj.

#### Accionamiento del moto-reductor de velocidad del carro (Motor 2)

El motor arranca al pulsar S4, el cual aplica tensión a la bobina de autor-retención normalmente abierta del contactor K2, energizando y arranca por lo tanto el motor 2. La luz piloto L1 se enciende indicando que el motor 2 se encuentra en operación. Para detener el motor, bastará con presionar el pulsador S3 para que la máquina se pare.

#### Sistema de Bombeo

Como se observa en la figura 3.39, al pulsar S6, se aplica una tensión a la bobina del contactor K3, su contacto de auto-retención cierra, provocando que las bombas se accionen. La luz piloto L2 se enciende indicando que la bomba se encuentra en operación.

Para el paro de la bomba o batería de bombas, bastará con presionar el pulsador S5 para que la bomba se detenga.

En la figura 3.40, se presenta el circuito principal de alimentación de los motores eléctricos. En este diagrama se ve cada una de las protecciones instaladas para mantener los motores protegidos de sobrecargas que puedan dañarlo.

En éste mismo se observa el tipo de conexión a realizar para que el motor 1 sea reversible.

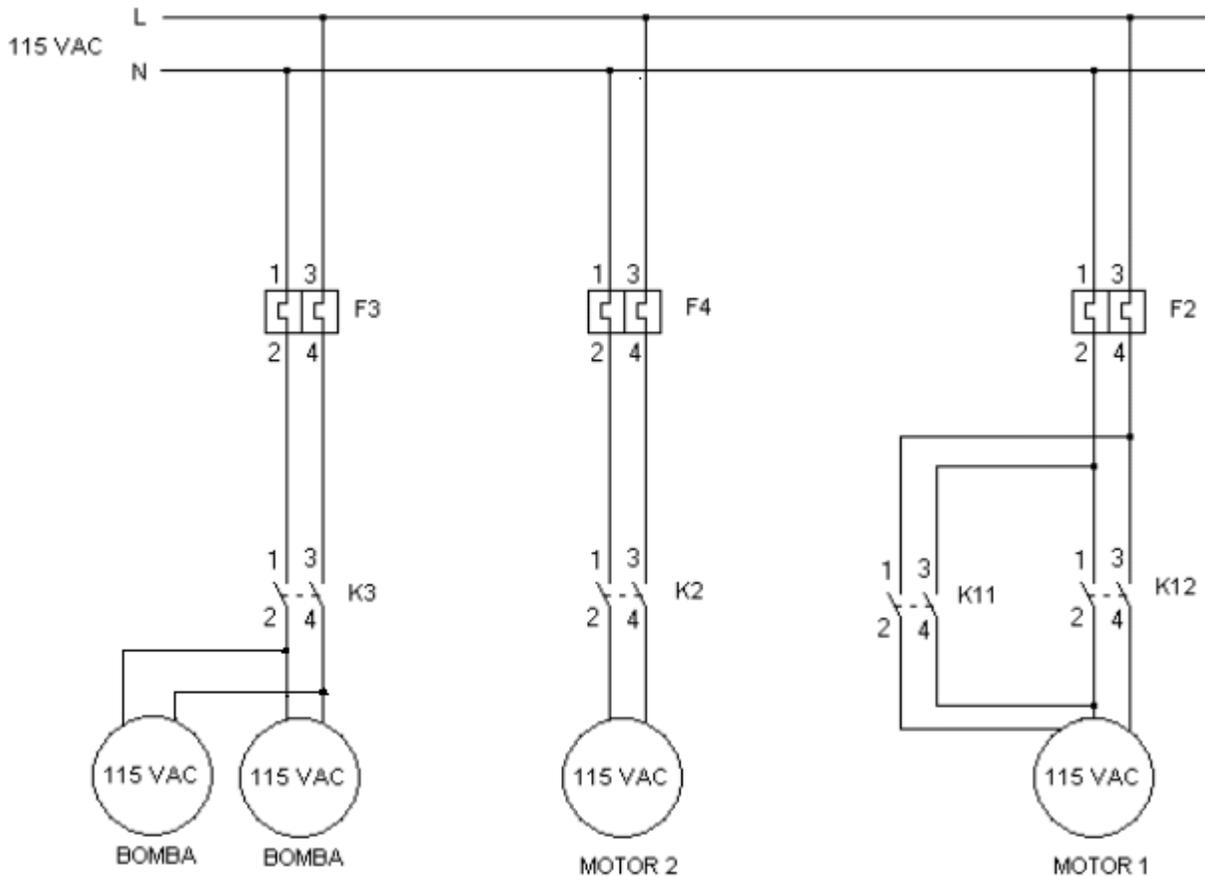


Figura 3.40. Esquema del circuito de control principal para la máquina de temple.

### Conclusión

Para lograr que la máquina efectúe todas las operaciones requeridas por el operario dentro de unos límites establecidos, se deberán de utilizar diferentes dispositivos tales como botones de pulsación, límites de carrera, contactor y otro tipo de dispositivos de control que permitan realizar funciones desde las más elementales como el encendido y apagado de la máquina, hasta funciones más complejas como por ejemplo la programación de rutinas de trabajo.

# CAPÍTULO IV

Contenido	Pág.
CAPÍTULO IV	235
Contenido    Pág.	236
4.0 Manual de uso de la máquina de temple superficial por flama	236
4.1 Glosario y terminología	237
4.3 Información sobre la seguridad	240
4.4 Limitaciones y condiciones de uso	241
4.5 Señalización del área de trabajo	243
4.5.1 Condiciones generales de seguridad .....	245
4.5.2 Equipo de protección personal.....	247
4.6 Paso necesarios para realizar un correcto arranque de la máquina	248
4.7 Mantenimiento programado	252

#### 4.0 Manual de uso de la máquina de temple superficial por flama

##### OBJETIVO DEL MANUAL

El presente manual ha sido elaborado con el objetivo de suministrar la información necesaria para realizar el montaje o reparaciones de la máquina en forma segura para el operario y de la máquina misma.

Para lograr dicho objetivo, en este manual se presenta, en forma detallada, los procedimientos a seguir para lograr un adecuado uso de la máquina. Al mismo tiempo, se dan las advertencias sobre los posibles riesgos que se corre al no acatar, por parte del operario experto, las medidas o requisitos de seguridad necesarias para poder operar dicha máquina.

En cuanto al procedimiento para realizar el proceso de temple de piezas de acero, en este manual se presenta una serie de recomendaciones de tipo general sobre la secuencia o pasos a seguir para lograr un adecuado arranque y paro de la máquina, así como también la forma adecuada de poner a punto todos los sub-sistemas con los que cuenta la máquina.

## SIMBOLOGÍA

### PELIGRO – ATENCIÓN



Esta señal indica una situación de grave peligro que, si no se respeta, puede producir un riesgo importante para la salud y seguridad de las personas.

### PRECAUCIÓN – ADVERTENCIA



Esta señal indica que es necesario adoptar comportamientos adecuados para no producir riesgos para la salud y la seguridad de las personas y no provocar daños económicos por pérdida de materiales y equipo.

### IMPORTANTE



Esta señal indica informaciones técnicas de particular importancia que se han de respetar.

## 4.1 Glosario y terminología

Se describen algunos términos recurrentes dentro del manual para determinar su significado.

**Mantenimiento ordinario:** conjunto de operaciones necesarias para conservar la funcionalidad de los sub-sistemas y por ende de la máquina como tal. Normalmente estas operaciones están programadas en cuanto a competencias necesarias y la modalidad de intervención.

**Mantenimiento extraordinario:** conjunto de operaciones necesarias para conservar la funcionalidad y la eficiencia de máquina. Estas operaciones deben ser realizadas por personal de mantenimiento experto.

**Operario experto:** técnico seleccionado y autorizado entre aquellos que cumplen con los requisitos, la competencia y disponen de la información de naturaleza mecánica y eléctrica para realizar las intervenciones de reparación y mantenimiento de todo el sistema mecánico.

**Revisión:** la revisión consiste en la sustitución de los rodamientos, bandas en V, cadena de rodillos, cable metálico transportador y/o de otros componentes mecánicos que presenten signos de desgaste tal que puedan perjudicar el

funcionamiento de cada subsistema y de la máquina como tal. Además, la verificación del resto de componentes del reductor (chavetas, retenes, juntas, depresor, etc.). En el caso de que estén dañados los componentes anteriormente citados por un envejecimiento prematuro, es recomendable realizar la sustitución y averiguar la causa.

#### 4.2 aspectos generales sobre la máquina para temple superficial

Antes de comenzar, es oportuno mencionar algunas de las características singulares que hacen de esta máquina una propuesta idónea para endurecer superficial piezas de acero.

Así, entre las características principales se puede mencionar la facilidad con que la pieza de trabajo se monta sobre la máquina. Lo anterior es posible debido a que la pieza únicamente se fijará en dos puntos que son el plato giratorio ubicado en la parte superior de la máquina y el contrapunto giratorio en la parte inferior. Además, la máquina está diseñada de tal manera que se pueden realizar todos los modos de temple realizando mínimas modificaciones en los puntos de fijación para adaptar la pieza de trabajo sobre los mismos.

El montaje de la pieza será de tipo vertical. Se eligió ubicar la pieza en esta posición para evitar deflexiones, pues de lo contrario, en piezas como ejes o guías u otras de gran longitud, de estar dispuestas horizontalmente, el efecto del peso de la pieza y la alta temperatura, producirá alabeo en las mismas.

Otras de las ventajas visibles que resulta del montar vertical de la pieza, es el aprovechamiento del espacio cúbico de la instalación.

La máquina tiene instalado su propio sistema hidráulico el cual tendrá como objetivo proporcionar agua a la presión y cantidad adecuada, así como también, este mismo circuito puede ser alimentado por otro tipo de fluido como el aire, el cual, presurizado, puede surtir perfectamente a las boquillas y realizar las descargas para enfriar superficies de piezas que requieran de un enfriamiento menos enérgico que el necesario para acero convencional.

La instalación de accesorios de control conectados en línea con la tubería de suministro de gases para la combustión y de agua para enfriamiento, permitirá

calibrar la llama de la antorcha que calentará la pieza, así como también, controlar la rapidez de enfriamiento con que la pieza será templada. Por lo tanto, con la conexión en línea de accesorios como manómetros y medidores de flujo, y válvulas de globo y/u otros accesorio similar, permitirán la reproducibilidad de los resultados, dado que se podrá controlar mejor el tipo de flama (entre neutra y un poco carburante) requerida en estos proceso de tratamiento térmicos de tipo superficial.

La máquina contiene dos unidades de potencia motriz mutuamente independientes, lo que permite la simplificación de los mecanismos que conectan a la máquina con la fuente de potencia.

Hasta aquí se ha presentada, aunque de modo breve, las principales características que hacen de esta máquina una alternativa viables para el tratamiento térmico de piezas de acero que por su forma o dimensiones no puedan ser tratadas por medios convencionales, como el tratamiento en horno eléctrico.

### 4.3 Información sobre la seguridad

Un aspecto importante a considerar es referente a la filosofía de seguridad ocupacional que se debe de practicar a la hora de manipular la máquina. Así, los siguientes puntos hacen una breve referencia a las obligaciones cumplir por parte del operario experto encargado de la máquina. Estas son:

- ⊕ Leer atentamente las instrucciones incluidas en el presente manual y eventualmente aquellas aplicadas directamente a la máquina de temple, en particular respetar las que hacen referencia a la seguridad.
- ⊕ El personal que efectúa cualquier tipo de intervención en toda vida útil de la máquina, debe poseer competencias técnicas precisas, estar particularmente capacitado y con experiencia adquirida y reconocida en el sector específico de los tratamientos térmicos, al mismo tiempo saber utilizar los instrumentos de trabajo y las apropiadas protecciones de seguridad.



La falta de estos requisitos puede causar daños a la seguridad y a la salud del operario experto u otro individuo.

- ⊕ Utilizar la máquina solamente para los usos para los que fue diseñada, ya que al darle un uso no adecuado, puede reportar riesgos para la seguridad y daños a las personas y daños económicos derivados en compensaciones económicas por la pérdida de material y equipo.
- ⊕ Mantener la máquina en condiciones de máxima eficiencia efectuando las operaciones de mantenimiento programadas previstas.
- ⊕ El operario experto debe trabajar siempre con extrema prudencia prestando la máxima atención y respetando fielmente las normas de seguridad que más adelante se presentan.
- ⊕ Sustituir los componentes desgastados, utilizando los recambios con dimensiones exactos.



Antes de comenzar el proceso de temple, se deberá de comprobar que todos los sistemas se encuentren en perfecto funcionamiento

#### 4.4 Limitaciones y condiciones de uso

Esta máquina ha sido diseñada para funcionar en ambientes normales de taller de metal mecánica; es decir, un lugar donde no exista una atmósfera corrosiva o potencialmente explosivas, así como también ambientes con excesiva humedad. También, el espacio debe estar ventilado natural o mecánicamente, con el fin de renovar el aire, evacuación de productos de la combustión y vapor generado durante el enfriamiento por rocío de agua sobre la pieza de trabajo.

Los componentes como motores o moto-reductores no están diseñados para ser operados en ambientes a temperaturas superiores a los 50 °C; por lo que estos deberán ser enfriados indirectamente (por aire).

#### Iluminación

Es aconsejable que el lugar donde se decida instalar la máquina, sea un lugar en el cual no exista demasiada luminosidad ya sea por lámpara incandescente, fluorescentes, por luz solar u otro tipo de iluminación, ya que de lo contrario se tendría dificultades al no poder determinar con exactitud la temperatura de temple de la pieza en el caso de utilizar tabla de colores. Sin embargo, En el caso de intervenciones de mantenimiento efectuadas en áreas escasamente iluminadas, utilizar lámparas garantizará que el mantenimiento se haga en condiciones de seguridad.

#### Ruidos y vibraciones

Se ha diseñado un sistema mecánico que, durante su funcionamiento, no se prevé que se produzcan impactos o vibraciones muy fuertes dado que todos los elementos móviles se desplazan o rotan, con relativa suavidad y a bajas velocidades. Sin embargo, debido al uso de boquillas multi-flama como elementos para la

calefacción y boquillas para enfriamiento, ambos causan ruidos durante las descargas continuas de fluidos, por lo que, dichos ruidos producidos deberán de ser medidos por una persona especialista y determinar así, si hay riesgo para el operario experto. De ser confirmado lo anterior, el propietario deberá proporcionar el equipo recomendado de protección personal.

Siempre con el objetivo de disminuir las posibles vibraciones mecánicas, las bases de cada columna se fijarán al piso a través de perno insertados en fundaciones de concreto armado. Esto le agregará resistencia a la máquina al mismo tiempo que ayudará a disminuir las vibraciones mecánicas del sistema.



No exponerse por mucho tiempo a ruido cuyo valor sea mayor al valor de 85 dB

Durante la instalación de las poleas en V de 17 pulg de diámetro -ubicada en la primera etapa de reducción en la velocidad de la pieza de trabajo-, se debe cuidar de que ésta se encuentre dinámicamente balanceada ya que su relativa alta velocidad combinada con su diámetro de paso, causarán vibraciones que pueden terminar en el deterioro acelerado de los rodamientos de rodillo del eje intermedio, al mismo tiempo se pueden desarrollar colisiones ente lo dientes de la transmisión por engranes rectos.

Con relación al suministro de gases para la combustión y del agua de enfriamiento, en ambos se debe verificar la presión correcta en los manómetros en cada cilindro de gas, tanto de acetileno como de oxígeno u otro gas alternativo a utilizar para la combustión, ya que una vez iniciado el proceso de temple, éste deberá ser concluido en su totalidad con lo que se evitará discontinuidades de dureza en la superficie.

#### 4.5 Señalización del área de trabajo

Antes de presentar en detalle las sugerencias sobre la adecuada señalización del área de trabajo, es oportuno mencionar que, toda iniciativa dirigida a evitar la pérdida de materiales, equipos y humanas, debe ser insuficiente dado que, mientras más énfasis se haga en cuanto al seguimiento de los manuales y procedimientos de operación establecidos de acuerdo a la actividad a realizar, menor será el riesgo en contra de la seguridad de la persona involucrada a la vez que mayor será la productividad y calidad del producto terminado.

El tipo de señalización que indique tanto las obligaciones relativas a la seguridad o la salud del trabajador, deberán estar ubicadas en lugares visibles para que tanto el operario experto u otra persona que se encuentre en el lugar de trabajo conozcan el potencial riesgo al permanecer en dicho lugar sin cumplir con las debidas medidas de seguridad. Así, esta señalización de advertencia se puede dar a través de pictogramas o señales luminosas que prevengan de alguna situación de riesgo ya sea previo, durante o después de que la máquina deje de realizar la operación de temple. Cabe destacar que esta señalización debe estar a una altura y posición en la cual se tome en cuenta el ángulo visual; es decir, no debe colocarse a una altura muy por arriba de la máquina.

#### Peligro de explosiones

Dado el potencial riesgo de explosiones debido a la manipulación de gases a alta presión y altamente inflamables, el uso de pictogramas tales como los que se presentan en la figura 4.1, se ajustan al tipo de actividad que se realizarás con la máquina de temple.



Antes de encender las antorchas multi-flama, cerciorase de que no existan fugas de gas tanto en la manguera de suministro como en la tubería del múltiple que conecta a los cilindros de acetileno con la manguera principal.



Figura 4.1. Pictogramas recomendados para ser instalados en el área donde se instalará la máquina de temple para prevenir sobre el potencial de riesgos existentes.

Además de la colocación de pictogramas, la instalación de una señal luminosa emitiendo luz intermitente localizada en la parte superior de la máquina (estructura tubular superior), advertirá que la máquina está en plena actividad de temple.

Con respecto a la manipulación de tuberías o mangueras conectadas a depósitos que contengan gas a presión, se debe de guardar las respectivas medidas de seguridad como ejemplo: con respecto a los depósitos a presión (cilindro), se debe cuidar que todos los cilindros de gases deban estar adecuadamente protegidos para evitar caídas, ya sea mediante abrazaderas en la pared o fijados en una carreta que, de ser el caso, facilite el transporte (equipos móviles).

Llevar un registro de la presión al inicio como al final del proceso de temple. Esto se puede hacer colocando una hoja con un formato predeterminado en el cual el operario experto indique la fecha y carga de gas al inicio así como también la carga del cilindro con la que finalizó la operación de temple.

Otra medida puede ser, mantener a la mano todas las herramientas de uso común.

Todas las partes peligrosas de la máquina que pueda causar lesiones al operario deberán pintarse de color naranja.

Las columnas frontales, al igual de la estructura tubular inferior de la máquina, deben pintarse de color amarillo con franjas negras con lo que se evitarán colisiones.

Todos los equipos que permanezcan en movimiento, por ejemplo, el carro transportador del equipo de temple, se pintarán de color azul.

#### 4.5.1 Condiciones generales de seguridad

Parte de estas condiciones son las mismas recomendadas en procesos de soldadura autógena. Así, en la siguiente lista se presentan 10 recomendaciones básicas para manipular adecuadamente equipo para calentamiento por flama oxígeno. Estas son:

- ⊕ Se debe comprobar que ni los cilindros a presión de gas ni los equipos que se acoplan a ellas tengan fugas.
- ⊕ Proteger los cilindros de gas contra golpes y calentamientos peligrosos.
- ⊕ Antes de acoplar las válvulas reductora de presión, se deberá abrir la válvula del cilindro por un corto período de tiempo, a fin de eliminar la suciedad.
- ⊕ Las mangueras deben encontrarse en perfecto estado de conservación y admitir la presión máxima de trabajo para la que han sido diseñadas.
- ⊕ Todas las uniones de mangueras, deben estar fijadas mediante abrazaderas, de modo que impidan la desconexión accidental.
- ⊕ Todas las conexiones deben ser completamente estancas. La comprobación se debe hacer mediante el procedimiento convencional llevado a cabo en procesos de soldadura autógena; por ejemplo: mojar las juntas con una solución jabonosa.
- ⊕ No se debe comprobar la salida de gas manteniendo el soplete dirigido contra partes del cuerpo, ya que puede inflamarse la mezcla gas-aire por chispas dispersas y provocar quemaduras graves.
- ⊕ El soplete debe funcionar correctamente a las presiones de trabajo y caudales indicados por el suministrador.

- ⊕ Al terminar el trabajo, se debe cerrar la válvula del cilindro de acetileno y purgar la válvula reductora de presión. Asimismo, los aparatos y conducciones no deberán guardarse en lugares como cajas de herramientas.
- ⊕ Al igual que en la soldadura autógena y oxicorte, en el proceso de temple por flama se alcanzan temperaturas muy elevadas, produciéndose una gran cantidad de humo. Con el fin de evitar este problema, se recurrirá a la instalación de una campana de extracción localizada en la parte superior de la máquina entre el plato universal y la viga armada. Con esta campana tipo embudo, se extraerán todos los gases de la combustión, así como el vapor de agua generado durante el templado.

Otras recomendaciones prácticas para la instalación del equipo calefactor son:

- ⊕ Se recomienda encargar la instalación de la tubería de abastecimiento de gas a una empresa especializada.
- ⊕ Las tuberías deben colocarse con un declive necesario dependiente de cada instalación.
- ⊕ Se recomienda que en cada ramal principal se instalen acoples rápidos para conectar dispositivos de medición como por ejemplo manómetros.
- ⊕ Para el cilindro de oxígeno, el material empleado en la construcción de las conducciones será de cobre o utilizar acero de baja resistencia.
- ⊕ El diámetro y el espesor de la tubería tanto principal como de los ramales dependerán de la presión del gas, del caudal y de las pérdidas de carga.
- ⊕ Las pérdidas de carga admisibles para la tubería de oxígeno no deben superar el 6% de la presión de distribución.
- ⊕ Se instalará una válvula antirretroceso de llama en la conducción principal, en ambas salidas de los cilindros.
- ⊕ Las conducciones o tuberías deben ser limpiadas o desengrasadas antes de comenzar su instalación.
- ⊕ Se efectuará la prueba neumática de las tuberías a una presión superior a la de trabajo (normalmente 1.3 veces la presión de servicio)
- ⊕ Para la conducción de acetileno, no se debe emplear tubería de cobre.

- ⊕ Para la detección de fugas se usará la prueba de la solución jabonosa.
- ⊕ Antes de poner en funcionamiento por primera vez el circuito de distribución de acetileno se debe de eliminar el aire que contiene la tubería cuya mezcla con el acetileno puede ser explosiva.

#### 4.5.2 Equipo de protección personal

El equipo de protección personal que debe de usar un operario durante el proceso de tratamiento térmico de temple superficial por flama, es muy similar al utilizado en soldadura autógena, el cual se enuncia a continuación:

- ⊕ Careta con pantalla de acetato (utilizada generalmente en esmeril).
- ⊕ Guantes cortos de cuero y lona (más flexibilidad).
- ⊕ Mangas, delantal y polainas, todo de material carnaza y de apertura rápida.
- ⊕ Calzado de seguridad (zapatos con puntas de acero para protección de los pies, al manejar partes y herramientas pesadas).
- ⊕ Protector auditivo tipo orejera.

#### 4.6 Paso necesarios para realizar un correcto arranque de la máquina

El arranque de la máquina pasa por una previa revisión de todos los sub-sistemas que intervienen en el proceso de temple. Estos sub-sistemas funcionarán de modo continuo e independiente. Dichas revisiones serán de tipo visual quedando pendiente las revisiones exhaustivas a la hora que se realice el respectivo mantenimiento preventivo u ordinario. Los puntos críticos de la máquina a inspeccionar visualmente durante la revisión previa al arranque de la misma, son los siguientes:

- ⊕ reductor de velocidad del carro transportador
  1. Tensión en la cadena de transmisión
  2. Revisión del cable metálico que hará izar el carro transportador. En éste se buscarán señales de fatiga la cual se manifestará por la rotura de los hilos que conforman el cable.
  3. revisar la separación entre centros de la transmisión por engranes rectos.
  4. revisar el anclaje que mantiene al reducto unido al piso.
- ⊕ Reductor de velocidad del eje de trabajo
  1. Revisar la tensión en la banda en V que conectan el motor con la polea de 17 pulg de diámetro de paso.
  2. Cerciorarse de que el plato universal de auto-centrado se encuentre acoplado perfectamente a su base.
  3. Verificar el ajuste axial del husillo; éste no deberá ser superior a 1/10 de pulg.
  4. Alinear el soporte giratorio con el centro del plato de auto-centrado.
- ⊕ Sistema calefactor
  1. Comprobar que cada uno de los tanques de gases combustibles tengan la presión adecuada de suministro de gas que permita el templado de la pieza en su totalidad.
  2. Escoger el tipo de boquilla que más convenga según la forma y tipo de superficie a calentar.

3. Examinar que la presión de trabajo necesaria para mantener la antorcha encendida, sea la indicada a la entrada de la antorcha (las pérdidas de carga en la tubería no debe superar un 6% de la lectura del manómetro conectado al tanque de suministro).

⊕ Sistema hidráulico

1. Verificar la no existencia de aire en las tuberías por donde circulará agua. (verificar que el sistema de bombeo este cebada antes de arrancar)



Nunca arrancar la bomba en seco, dado que esto dañará severamente el sello de retención de la misma.

2. Realizar descargas controladas con el objetivo de llenar de agua la tubería de suministro para evitar problemas de golpe de ariete durante el funcionamiento de la máquina.
3. Revisar elementos como bridas, codos u otras conexiones de tubería en búsqueda de fugas.
4. Inspeccionar el nivel de agua del estanque de suministro de agua.
5. Según el tipo de pieza a templar, instalar la boquilla más conveniente (descarga plana o de cono lleno).
6. Limpiar el área de captación del líquido (piso de la máquina), eliminado todo tipo de elementos contaminantes como tierra o arena entre otros sólidos que pueden llegar a dañar el sistema de bombeo del sistema hidráulico.

⊕ Sistema de control

1. Realizar una prueba rápida de todos los mandos eléctricos de la máquina realizando breves recorridos del carro.



Nunca suprima interruptores ni protecciones del sistema eléctrico, pues, se corre el riesgo de sobrecargas eléctricas que pueden provocarle severos daños a su salud y hasta la muerte, así como también la pérdida del equipo.

Si durante la inspección de rutina no se detectan dificultades en cuanto al funcionamiento de los subsistemas, la maquina está lista para ser arrancada.

La siguiente lista presenta el procedimiento recomendado a seguir para arrancar la máquina de temple. Para el mismo se tomo como ejemplo el montaje de una pieza cilíndrica cuyas dimensiones corresponden a las máximas permitidas por la máquina.

El procedimiento es como sigue:

1. Realizar la revisión de rutina en todos los puntos mencionados anteriormente (esto incluye el cebado del sistema de bombeo de ser requerido).
2. Montar la pieza de trabajo sobre el punto giratorio guardando todas las medidas de seguridad para el caso.
  - 2.2 Ajustar el tornillo de potencia hasta una altura en la cual el extremo superior de la pieza se encuentre justo por debajo del plato universal de auto centrado.
  - 2.3 Girar el tornillo para hacer ascender aun más la pieza hasta que el extremo superior de la misma entre en las garras del plato de auto-centrado hasta una distancia igual a  $\frac{3}{4}$  partes de la longitud total de las mismas.
  - 2.4 Realizada la operación anterior, apretar las garras de fijación del plato.
  - 2.5 Verificar manualmente que la pieza tenga libertad de giro.
3. Encender las antorchas multi-flama.
  - 31 Mida previamente la distancia a alejar la boquilla multi-flama y la superficie a calentar.
  - 32 Separe los miembros articulado que soportan todo el sistema de temple (boquillas) hasta un ángulo de  $150^\circ$  aproximadamente entre ambos.

33 Encienda una boquilla a la vez; abriendo la válvula de acetileno para luego hacer lo mismo con la de oxígeno; luego, ajustar la llama hasta obtener una combinación entre neutra y carburante. Lo anterior se conseguirá con la instalación de dispositivos medidores de flujo conectados en línea con la tubería de gas.

34 Hacer girar la pieza (arrancar el sub-sistema reductor de velocidad de la pieza de trabajo).

35 Aproximar la boquilla hasta la distancia previamente establecida en la etapa de preparación y calibración, y fijarla en ese punto.

36 Esperar unos minutos hasta que el pirómetro móvil o la carta de colores, indique una temperatura adecuada para el iniciar el apagado de la pieza o temple.

37 Manteniendo la válvula de regulación (válvula de globo) completamente cerrada, presionando el botón de arranque “star” en el panel de control, con lo cual entrará en funcionamiento el sistema de bombeo

38 Tomar la lectura de presión indicada en el manómetro ubicado sobre la tubería de suministro próxima a la derivación en ramales(ver esquema del circuito hidráulico)

39 Abrir lentamente la válvula de regulación (válvula de globo) al mismo tiempo que se observa la lectura del medidor de flujo de líquido que indique el flujo requerido par el enfriamiento (22 GPM).

#### 4. Arranque del reductor de velocidad del carro transportador

5.1 una vez en funcionando el sistema hidráulico, se accionará el moto-reductor a la velocidad y dentro de los límites de desplazamiento pre-establecidos durante la operación de calibración.

#### 5. Completar el proceso de temple.

### Secuencia de apagado del sistema

Así como se debe seguir un procedimiento para el encendido, también el apagado requiere de una serie de pasos a seguir para lograr llevar a la máquina al estado de paro seguro. Para esto se deberá seguir el siguiente procedimiento:

1. Apagar el sistema de bombeo
  - 1.1 Cerrar la válvula de globo lentamente.
  - 1.2 Cortar el suministro de energía eléctrica del sistema hidráulico.
2. cerrar el suministro de gas acetileno; inmediatamente después, cerrar la válvula de suministro de oxígeno.
  - 2.1 Separar ambos soportes del conjunto de temple lo más que se pueda del área de temple
3. Apagar el reductor de velocidad de la pieza de trabajo.
4. Desmontar la pieza de trabajo
  - 4.1 Liberar la pieza del plato universal.
  - 4.2 Girando el tornillo del cabezal giratorio, se hará descender la pieza. Luego, la pieza será llevada aun lugar ventilado para que continúe con el proceso de enfriamiento.
  - 4.3 Limpiar el área de trabajo.

#### 4.7 Mantenimiento programado

Las operaciones de mantenimiento/sustitución, deben ser efectuadas por operarios expertos en materia de seguridad en el puesto de trabajo. Así, las siguientes recomendaciones son algunas de las medidas a tomar durante una operación de mantenimiento programado.

- ⊕ Antes de realizar cualquier intervención, el personal encargado debe desactivar la alimentación de energía eléctrica de toda la máquina, poniéndola en condiciones de fuera de servicio, y, en todo caso, la inmovilizando los órganos de la máquina y liberando la carga en suspensión. El personal, además, debe actuar ineludiblemente en todas las medidas de seguridad ambiental (ejemplo, la eventual purgar tanto de la tubería de gas como del agua. Esta operación se conoce como liberación de energía retenida).
- ⊕ Antes de efectuar cualquier intervención de mantenimiento, activar todos los dispositivos de seguridad previstos y valorar si es necesario informar oportunamente al personal que opera en la proximidad. En particular señalar adecuadamente la zona limítrofe e impedir el acceso a todos los dispositivos

que puedan provocar condiciones de peligro si son activados inesperadamente, causando daños a la seguridad y a la salud de las personas.

- ⊕ Sustituir los componentes muy gastados utilizando solamente recambios con dimensiones exactas.
- ⊕ Usar los aceites y grasas aconsejados según el tipo de elemento.
- ⊕ Cuando se intervenga en el reductor sustituir siempre, además, las juntas y retenes con componentes originales nuevos (cada 1000 horas de servicio).
- ⊕ En el caso de que un rodamiento de uno de un eje en particular precise ser sustituido, es aconsejable la sustitución también del otro rodamiento que soporta el mismo eje.
- ⊕ Revisar todo el sistema hidráulico en busca de grietas en la tubería. Además, realizar el cambio de agua al estanque.
- ⊕ Cambiar el filtro cada 200000 galones de agua filtrada o cada 2 eses en promedio.
- ⊕ Revisar todo el sistema de gasoductos.

En conclusión:

El estricto cumplimiento de estos puntos podrá asegurar la funcionalidad del sistema con el nivel de seguridad previsto, evitando la pérdida en materiales, equipo y humanas. A la vez, al implementar todas las medidas de seguridad por parte del operario y verificar que todas se cumplan, se va creando tanto en el empleado y empleador, un hábito o filosofía de seguridad ocupacional.

# CAPÍTULO V

CAPÍTULO V .....	254
5.0 Determinación de los costos de la máquina .....	255
5.1 listado de material y equipo a requerir para la construcción de la máquina	
256	
5.1.2 Costo del sistema calefactor .....	259
5.2 Gastos de explotación	261
Conclusiones generales .....	262

## 5.0 Determinación de los costos de la máquina

Para estimar el costo en materiales y equipo a emplear en la construcción total de la máquina, se presenta a continuación un detalle de la cantidad de materia prima a requerir en la construcción de cada subsistema. Dichas cantidades se publican en las siguientes tablas, en las cuales se presentan por sub-sistemas la cantidad y tipos de material, así como también, el proveedor o importador nacional que presentó el precio más bajo. Finalmente se presenta una tabla en la cual se proporcionará el total del material a cotizar o comprar para la ejecución del proyecto.

En cuanto al costo por mano de obra, se asume que la persona o grupo interesado en construir la máquina se desenvuelve en el área metal mecánica y específicamente en la manufactura de piezas de acero; por lo que, en cuanto al costo por mano de obra por piezas que requieran proceso de maquinado de cualquier tipo, éste dependerá de las facilidades u opciones que la persona interesada disponga a la hora de ejecutar la obra de construcción.

Explicada la situación, se continuará con la siguiente tabla resumen que detalla la cantidad de material y equipo a emplear en la construcción de cada subsistema iniciando con reductor de velocidad del carro, para el cual la cantidad de material requerido es la que se presenta en la tabla 5.0.

Para elementos como ejes, engranes rectos y poleas ranuradas para cable metálico, únicamente se dará la cantidad de material requerido, para luego, en la

tabla 5.5 de requerimiento general, se presenta el estimado del total de material a utilizar.

Así, comenzando con el sub-sistema reductor de velocidad del carro transportador, los requerimientos de material y equipo son los presentados en la tabla 5.1

.1 listado de material y equipo a requerir para la construcción de la máquina

Tabla 5.1 Requerimiento de materiales para la construcción del reductor de velocidad del carro.

CANTIDAD	PARTE O COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
1	Estructura metálica	Perfil angular 1-1/2X1/8 pulg, 4,0 metros
1	Eje principal	Barra de acero AISI 1020 de $\phi$ ½ pulg, 0,3
1	Eje intermedio	Barra de acero AISI 1020 de $\phi$ ½ pulg, 0,3
1	Cadena de rodillos ANSI 40	Paso ½ y 71 pulgadas de longitud
1	Rueda dentada ANSI 40 con 12 dientes	Sprockets con un paso de ½ pulg.
1	Rueda dentada ANSI 40 con 44 dientes	Sprockets con un paso de ½ pulg.
1	Engrane de talla recta, módulo 2	2 palcas de 200 x 200 mm, lamina de hierro A-
2	Rodamientos de rodillo	Soporte de brida y rodamiento Y, FYTB 20 SD,
1	Piñón	Barra cilíndrica de acero AISI 1020, $\phi$ =2 X 2
1	Cable transportar	Cable metálico galvanizado alma de yute de
1	Cepo galv.	Capo galvanizado de 1/8 pulg.
1	Guarda cabo	Guarda cabo de 5/16 pulg
1	Unida motriz	Motoreductor universal 115 V, 1/15 Hp, eje a
1	Barra cuadradas para chavetas	Barra cuadrada AISI 1045 1/4X1/8X12 pulg

Tabla 5.2 Requerimiento de materiales para la construcción del reductor de velocidad de la pieza de trabajo.

CANTIDAD	PARTE O COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
1	Base metálica de eje intermedio	Perfil angular 1-1/2 x 1/8 pulg, 0.6 metros
1	Eje principal (husillo)	Barra de acero bonificado AISI 4340 de $\phi$ 6
1	Engrane de talla recta, módulo 2.	2 palcas de 200 X 200mm, lámina de hierro A-
1	Banda de transmisión en V	Banda en V con ranura 4L, 94 pulg de longitud.
1	Polea en V (conducida)	Polea ranura única tipo 4L, 17 pulg de diámetro.
1	Polea en V (motriz)	Polea ranura única tipo 4L, 3.5 pulg de
1	Piñón talla recta, módulo 2	Barra cilíndrica de acero AISI 1020, $\phi$ =2 pulg X
2	Rodamientos de rodillo (eje intermedio)	Soporte de brida y rodamiento Y, FYTB 20 SD,
2	Rodamiento de rodillo (husillo)	Rodamiento rígido de bolas con placa de
1	Unida motriz	Motor Baldor de ¼ Hp, 115 v, 1750 rpm, cerrado
1	Barra cuadrada para chavetas	Barra cuadrada AISI 1045 1/4X1/8X4"

En la tabla 5.3 se presenta el detalle de la cantidad y tipo de materiales a requerir para construir la estructura general a la que se fijarán todos los subsistemas. Ésta se dividirá en dos: en la primera parte se listan los materiales para construir la viga armada, mientras que en la segunda parte se listan los materiales para la estructura tubular.

Tabla 5.3 Requerimiento de materiales para la construcción la estructura de la máquina.

Cantidad.	PARTE O COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
VIGA ARMADA		
4	Travesaños	Perfil angular 3 X 1/8 pulg, 1.4 metros c/u.
10	Atiesadotes (refuerzos laterales)	Perfil angular 1 pulg X 1/8 pulg, 0.15 metros c/u.
1	Electrodo OK 6013 1/8 pulg.	OK 6013 1/8 pulg; 1 lb.
ESTRUCTURA TUBULAR (columnas)		
3	Columnas metálicas	Perfil cuadrado de 4 X 1/8 pulg o chapa 16, 2 metros
3	Base de columnas	Placa rectangular AISI A-36, de 1/4X10X10 pulg. c/u.
ESTRUCTURA TUBULAR (estructura superior)		
1	Estructura superior*	Perfil cuadrado de 4 X 1/8 pulg o chapa 16, 3.18
1	Estructura inferior	Perfil cuadrado de 4 X 1/8 pulg o chapa 16, 3.18

\* De esta longitud se cortarán 5 piezas: 2 de 0.5, 2 de 0.919 y por último, 1 de 0.373 metros.

Se procederá de igual manera para la estructura inferior

En la tabla 5.4 se presentan los materiales y equipo necesario para la instalación del sistema hidráulico.

Tabla 5.4. Listado de materiales a requerir para la instalación del sistema hidráulico de enfriamiento

Cantidad	Descripción del componente	Valor/artículo (\$)
Tubería de succión B1		
1	Granada bronce 1-1/4 pulg. FLOMATIC-333Z, 250 psi	24.90
1	Tubería de PVC 150 psi, $\phi$ igual a 1-1/4 pulg., 1 metro	0.74(c/metro)
1	Codo PVC a 90°, $\phi$ igual a 1-1/4 pulg.	0.27(c/u)
1	Unión Galvanizada de 1-1/4 pulg.	6.11(c/u)

Tabla 5.4.1. Listado de materiales a requerir para la instalación del sistema hidráulico de enfriamiento (continuación)

Tubería de descarga B1-tubería de succión de B2		
1	Niple galvanizado de 1pulg	0.60
1	Reductor galvanizado de 1 a 1-1/4 pulg.	0.61
1	Niple galvanizado de 1 X 12 pulg.	1.57 (c/u)
1	Codo galvanizado a 90° 1-1/4 pulg.	0.92
2	Niple galvanizado de 1X 8 pulg	1.32 (c/u)
1	Unión galvanizada de 1-1/4 pulg.	10.5
1	Niple galvanizado de 1-1/4X6 pulg.	0.8 (c/u)

Tabla 5.4.2. Listado de materiales a requerir para la instalación del sistema hidráulico de enfriamiento (continuación)

tubería de descarga B2		
1	Tubería galvanizada 1 pulg. 5 metros	19.85 (6metros)
1	Cruceta galvanizada 1 pulg.	1.75
1	Bushing galvanizado 1-1/4 a 1 pulg.	1.38 (c/u)
4	Codos a 90° galvanizados, 1 pulg.	0.76 (c/u)
2	Tee galvanizada, 1 pulg.	1.52
2	Bushing galvanizado 1 a 1/4 pulg.	1.32 (c/u)
1	Filtro Strainer 28 mesh,	31.92
2	Niple galvanizado 1/4X3-1/2 pulg.	0.54 (c/u)
2	Camisa galvanizada ¼ pulg.	0.62
2	Manómetro, rango de medición 0-100 psi, ¼ pulg.	5.90
2	Bushing galvanizado 1 a ¾ pulg.	1.32 (c/u)
4	Niple galvanizado 3/4X2-1/2 pulg.	1.32 (c/u)

Tabla 5.4.3. Listado de materiales a requerir para la instalación del sistema hidráulico de enfriamiento (continuación)

Tubería de suministro a las boquillas		
2	Codos galvanizados a 90°, ¾ pulg.	0.79
2	Niple galvanizado 3/4X2-1/2 pulg .	1.32 (c/u)
2	Manguera metálica flexible de ¾"X16'	13 (c/3.28')
2	Niple galvanizado 3/4X2-1/2 pulg.	1.32 (c/u)
2	Codo galvanizado a 90, ¾ pulg.	0.79 (c/u)
2	Tubos de galvanizado de ¾ X 2.5'pulg	3.25
2	Boquillas hidráulicas 3/4 HH-W-SS-6W	13.82 (c/u)
1	Tanque hidroneumático modelo C-PS82T-T05, 1" NPT.	230
2	Bomba centrífuga modelo Goulds 3642ODP de 1 hp, 1X1-	186
Total para el sistema hidráulico		801.95

El monto total se obtuvo al multiplicar el precio unitario de cada artículo por la cantidad de piezas estándar a requerir. Así, en la tabla 5.4.3 y específicamente en la última fila de ésta, se presenta la sumatoria total del sistema hidráulico, este tiene un valor de 801.95 dólares.

#### 5.1.2 Costo del sistema calefactor

En la siguiente tabla resumen se presenta el precio de los principales artículo que constituirán el sub-sistema calefactor. En los mismos no se presenta el costo por la construcción del sistema de suministro de gas (múltiple de admisión), ya sea este acetileno, oxígeno u otro tipo de gas combustible a utilizar. Por lo tanto, según la cotización realizada en oxígeno y gases de El salvador (OXGASA), el equipo calefactor tendrá una valor de aproximadamente 435.71 dólares.

Tabla 5.5. Listado de materiales y equipo requeridos para el sistema calefactor.

CANTIDAD.	PARTE O COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
1	Mezclador, E3-43	270.34
1	Maneral, 43-2	
1	Boquilla para calentamiento con acetileno, J-	
2	Manguera Dual ¼" X 20'	
1	Extensión latón ¼X16 pulg	10
1	Manómetro para acetileno, 0-6 bar, 8E-686	20.52
1	Manómetro para oxígeno, 0-6 bar, 8E-661-OX	22.40
1	Boquilla para calentamiento con propano #4	112.45
Total		435.71

En las tablas de la 5.1 a la 5.3, se presento la cantidad de materiales requerido, por subsistema; en estas se observa que, la mayoría de materiales son perfiles de sección angular de diferente medida, así como también, perfiles estructurales de sección cuadrada y láminas lisas de hierro de diferente calibre.

Todos los materiales antes mencionados tienen medidas estándar, por ejemplo, el perfil angular a comprar para la estructura del reductor del carro, únicamente venden por piezas de 6 metros, no así para las barras de acero con la que se construirán los ejes, ya que este lo venden según la cantidad requerida.

Consiguientemente, y con la finalidad de facilitar la cotización y compra de materiales, se elaborará en la siguiente tabla un listado global con la cantidad

necesaria de material a comprar para construir cada uno de los elementos que conformarán la máquina.

Tabla 5.6. Listado general de materiales a cotizar para la construcción de la máquina.

ITEM.	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	SUBTOTAL(\$)
PRECIOS CON IVA INCLUIDO (\$)				
1	Perfil angular 1 ½ x 1/8 ( 6m/pieza).	1	7.74	8.00
2	Barra de acero AISI 1020 de ½ X 0.6 m	1	11.43	6.84
3	Barra de aluminio 6061, 1-1/2 x 17pulg.	1	15.95	15.95
4	Barra de aluminio AISI 4340, 5 x 8 pulg	1	77.40	77.40
5	Barra de bronce ASTM B-438, ½ x 6 pulg	1	13.70	13.70
6	Cadena de rodillos ANSI 40 (paso 12.7 x 1.8	1.8	8.66	15.60
7	Rueda dentada ANSI 40 con 12 dientes	1	15	15.00
8	Rueda dentada ANSI 40 con 44 dientes, 0.5	1	35	35.00
9	Lamina de hierro A-36, ½ pulg. 2mx1m*	1	229	229
10	Electrodo OK E6013-1/8 pulg. (lb)	4	0.76	3.04
11	Soporte de brida y rodamiento Y, FYTB 20	5	9.48	47.4
12	Lamina de acero inoxidable austenítica	2	67.4	134.8
13	Motoreductor universal 115 V, 1/15 hp, eje	1	160.75	160.75
14	Tubo se sección cuadrada A-36, 4 x 4	1	36.40	36.40
15	Rodamiento rígido de bolas con placa de	2	33.52	67.04
16	rodamientos de una hilera de bolas con	2	42.45	84.9
19	Alambre TCJ 12 x 3	25 metros	1.5	37.5
20	Tubo conduit ½ pulg, 6metros	20	8.30	166
Total				1154.32

En consecuencia, el costo estimado en cuanto a materiales y equipo para la obra, es equivalente a la suma del resultado total presentado por las tablas de la 5.4 a la 5.6, el cual tiene el siguiente resultado

$$\text{Valor estimado (\$)} = (1154.32) + (801.95) + (435.71) = 2391.98$$

El valor anterior se base en los precios de venta de diferentes distribuidores e importadores del país. Sin embargo, existen otras alternativas en donde se puede obtener el mismo material y equipo a un precio mucho más barato pero no con la misma garantía. Así, la persona encargada de cotizar los materiales para construir la máquina deberá elegir la alternativa que sea económica y tecnológica más viable.

## 5.2 Gastos de explotación

Para determinar los gastos de explotación o gastos por realizar en la máquina procesos de templado de piezas de acero, primero se tendrá que determinar los costos durante la máquina está en pleno proceso. Así, a la máquina la accionarán dos motores eléctricos: uno de 49.66 Watt (1/15 Hp) y otro de 186.42 Watt (1/4 Hp), ambos consumirán una potencia eléctrica al igual que las dos bombas del sistema de bombeo de 0.746 Watt (1 Hp) cada una; otro es el costo por consumo de agua que se evaporará durante el proceso de temple de la pieza, al igual que el consumo de gases combustibles..

El costo por consumo de gases combustibles (acetileno y oxígeno), durante el proceso de calentamiento de la pieza metálica, se determinará tomando de la lectura de los manómetros tanto al inicio como al final del proceso de templado. La diferencia de ambas lecturas determinará la cantidad de gases combustibles consumidos, y por lo tanto, su valor económico.

En la tabla 5.7 se presenta el cálculo de los gastos antes mencionados para los cuales se ha tomado un valor de 0.12 dólares por kWh de energía consumida.

Tabla 5.7. Consumo de energía eléctrica durante un período de operación de templado de la máquina.

Equipo	Pot (kw)	Horas/día	Costo por kWh	Costo
Moto-reductor	0.05	4	\$0.12	0.024
Motor ¼ Hp	0.186	4	\$0.12	0.089
Bomba(1) 1 Hp	0.745	4	\$0.12	0.350
Bomba(2) 1 Hp	0.745	4	\$0.12	0.350
Costo total (\$) / día de operación				0.813

Por lo tanto, para estimar el costo de energía eléctrica consumida para un período de 20 días al mes, de la tabla 5.6, el valor es:

$$\text{Costo de energía eléctrica (\$/mes)} = (0.813)(20) = 16.26 \text{ dólares}$$

Para el costo total de explotación, a los costos por consumo de energía eléctrica calculados, se le sumará los costos por el gasto de gas y agua, y otros insumos empleados durante el proceso de temple por flama.

## Conclusiones generales

El tratamiento térmico de temple superficial por flama ha sido, por mucho tiempo, una forma muy práctica para endurecer metales como el acero. Lo anterior es debido que, para realizar un endurecimiento por flama, el material y equipo requerido para hacerlo es básicamente el mismo que se utiliza en procesos de soldadura autógena, proceso común en la mayoría talleres metal mecánica debido al relativo bajo precio del equipo y su fácil obtención. Sin embargo, el proceso de templar piezas por flama no sólo se limita aun proceso de calentamiento y su posterior enfriamiento (apagado), sino que también, hay que conocer cierta teoría básica sobre el proceso en sí, a la vez que también contar con la información técnica relacionada con el material como por ejemplo, la temperatura de temple del acero recomendada para ser tratado.

Aunque comercialmente existen máquinas en donde se puede realizar dicho proceso de temple; en El Salvador, éste se realiza de modo manual lo cual presenta el inconveniente de no poder mantener una temperatura uniforme en la superficie que se requiere templar; éste fenómeno se da cuando se quiere tratar piezas cuya longitud es varias veces mayor que su sección transversal.

Como respuesta a lo citado anteriormente, este documento trata de brindar, de manera breve, la información básica sobre el proceso de tratamiento térmico y específicamente el temple por flama. La propuesta de diseño plateada aquí, se convierte en una opción de solución que vendrá a optimizar el proceso de temple de piezas de acero que por lo general sería imposible de realizar a menos que éste sea asistido por una máquina como la propuesta en este trabajo de graduación que, aunque sencillo, pero muy completo.

Lo sencillo está relacionado con la forma de su funcionamiento y la facilidad con que se pueden obtener la mayoría de materiales y equipo requeridos para su construcción, lo que hará en parte factible la realización e implementar de dicha máquina. En cuanto a lo completo del diseño, está referido a la variedad de subsistemas que trabajan de manera continua e independiente durante el proceso de templado.

Con la implementación de dicha propuesta, muchos talleres de metal mecánica que manufacturan piezas de acero y que actualmente contratan los servicios de tratamiento térmico a unos pocos talleres como los mencionados en el capítulo II, pueden tomar este diseño e implementarlo con lo que no sólo ampliarán la oferta de servicios a prestar por dicho taller, sino que también, estará contribuyendo al desarrollo de maquinaria diseñada enteramente en el país.

# Anexos

### CUESTIONARIO PRELIMINAR

Objetivo: indagar sobre los procesos, maquinarias y equipos con que cuenta cada una de las principales empresas que brindan procesos de endurecimiento superficial en elementos de acero, y así poder diferenciar, entre las empresas que únicamente ofrecen éste servicio, y las que lo dan.

Indicaciones:

Conteste cada una de las preguntas siguientes, colocando una marca dentro del recuadro que corresponda.

1 En este taller, ¿Realiza algún proceso de endurecimiento de tipo térmico a piezas metálicas? Sí  No

2 ¿Proporcionan servicios de tratamientos térmicos de piezas metálicas?:

Sí  No

3 Si respondió que no, ¿Cuál de las siguientes razones justifica el no prestar éste servicio?

- Existe demasiada competencia.
- No se cuenta con el equipo y personal calificado para poder realizarlo.
- Es un proceso complementario en piezas específicas y por lo general se tiene poca solicitud de las mismas.
- Es un proceso complementario para piezas específicas, pero resulta más económico comprar los servicios de otro taller.

4 Si su respuesta es sí, ¿Cuáles de los siguientes métodos de endurecimiento presta la empresa?

- Proceso Termoquímico.
- Temple superficial (flama, inducción, deformación plástica, entre otros).
- Temple volumétrico en Horno eléctrico.

De los tratamientos antes mencionados, ¿Cuál es la demanda de cada uno?

Tratamiento	Cantidad / mes	Número de piezas dañadas
Cementación		
Nitruración		
Temple por flama		
Temple por inducción		
Otros		

5 ¿Cuál cree que son las ventajas, tomando como referencia la tabla anterior, del tratamiento con mayor demanda?

- Su costo por unidad de peso.
- Provoca menos averías (o daños) a la pieza tratada.
- Su costo de explotación es bajo, comparado con los demás procesos de endurecimiento superficial.
- Es más práctico y efectivo; se aplica a una amplia variedad de aceros.

6 ¿La empresa cuenta con el equipo necesario para realizar este proceso de endurecimiento?

Sí  No

7 Si respondió que sí, ¿Con qué tipo de equipo, según la siguiente lista, cuenta la empresa para realizar proceso de tratamiento térmico en general?

- Horno eléctrico.
- Equipo para tratamiento térmico por medio de baño de sales fundidas.
- Máquina para asistir procesos de temple superficial por flama.
- Equipo para temple por flama de modo manual.

8 Si solicita servicios de endurecimiento a otro taller, ¿Cuál es el nombre de éste?  
¿Por qué razón lo eligen?:

---



---



---

## Anexo 1 Formatos de cuestionarios

### FORMATO DE CUESTIONARIO PARA TALLERES QUE REALIZAN TRATAMIENTO TERMICO.

#### Objetivo general:

Indagar sobre la demanda de endurecimiento superficial por flama en elemento de acero y de sección uniforme.

#### Objetivos específicos:

- recopilar información sobre el tipo de material y equipo, así como también, procedimientos con que las empresas cuentan para realizar procesos de tratamiento térmico en piezas de acero.
- Conocer las ventajas y desventajas comparativas entre el temple de tipo manual por flama y el temple convencional en horno.

#### Formato de cuestionario

#### Datos sobre la empresa y el empleado:

- 1 Nombre de la empresa:
- 2 Nombre del entrevistado:
- 3 Nivel académico del entrevistado
- 4 ¿Cuánto tiempo tiene de laborara para esta empresa?
- 5 ¿Cuánto tiempo tiene trabajando en el área de tratamientos térmicos?

#### Servicios prestados por la empresa (tratamientos térmicos)

- 6 En general ¿Cuáles son los servicios, de tratamientos térmicos, que la empresa brinda a sus clientes u otra persona o empresa que los solicita?
- 7 Dentro de los servicios de tratamientos térmicos que ofrecen, ¿cuáles son los de mayor demanda? ¿y porqué?

- 8 De los tratamientos térmicos de temple que ofrecen, ¿Cuáles son los tipos de piezas, dimensiones y cantidades de piezas templadas, que usualmente se les aplica éste método de endurecimiento?
- 9 De los tratamientos anteriormente mencionados, ¿Cuál es el porcentaje de falla en la pieza?
- 10 ¿Cuándo un cliente trae una pieza se le sugiere algún tratamiento alternativo al que él propone? si responde que sí, ¿en función de qué lo hacen: la forma geométrica, el tipo de material o qué criterio toman en consideración?
- 11 ¿Qué tipos de materiales se pueden tratar térmicamente con el equipo instalado en este centro de servicio?
- 12 A su juicio, ¿qué tipo de materiales, con más frecuencia, se tratan térmicamente?
- 13 ¿Podría mostrar o describir el equipo que utiliza para dar tratamiento térmico?
- 14 ¿Cuál es el procedimiento a emplear cuando una pieza se daña durante el tratamiento térmico?
- 15 De acuerdo a su conocimiento ¿Cite las medidas de seguridad que se toman para realizar tratamientos térmicos?

#### Endurecimiento superficial por flama

- 16 ¿Conoce a nivel teórico sobre los tratamientos térmicos superficial de temple por flama en piezas de acero?
- 17 ¿Conoce usted de la utilización a nivel local, de algún método de tratamiento térmico superficial de temple por flama en piezas de acero? Si responde que sí, ¿Qué tipo de métodos conoce?
- 18 ¿Conoce sobre la implementación de uno de estos métodos en alguna empresa a nivel local?
- 19 ¿Ha tenido la experiencia de realizar tratamiento térmico superficial de temple por flama en forma manual o con máquinas en piezas de acero?

- 20 ¿Conoce a qué tipos de piezas se les realiza tratamiento térmico de temple por flama, cuáles son las dimensiones y la frecuencia de su realización a cada tipo de pieza?
- 21 ¿Cuál es el porcentaje de tratamientos térmicos de temple por flama exitoso para cada tipo de pieza?
- 22 ¿Qué medidas de seguridad cree que debería de tener una máquina para realizar tratamientos térmicos superficiales de temple por flama?
- 23 ¿Cuál es su opinión en cuanto a la implementación, en la empresa que labora, de una máquina para realizar el proceso de tratamiento térmico superficial de temple por flama?
- 24 ¿Le gustaría recibir alguna capacitación sobre tratamientos térmicos de temple superficial por flama?
- 25 ¿Cómo se imagina (topológicamente) que debería ser esa máquina?

ANEXO 2 comparaciones de ensayos de dureza

Ensayo	Penetrador	Carga, kg	Aplicación
Brinell	Bola de 10 mm	3000	Hierro y acero fundido
Rockwell A	Cono de diamante	60	Materiales muy duros
Rockwell B	Bola de 1.59 mm (1/16 pulg)	100	Latones, aceros baja resistencia
Rockwell C	Cono de diamante	150	Acero de alta resistencia
Rockwell D	Cono de diamante	100	Aceros de alta resistencia
Vickers	Pirámide de diamante	1 – 120	Materiales duros

Anexos 3 Respuesta de los aceros y los hierros colados al temple por flama<sup>[7]</sup>.

Dureza Rockwell típicas, y efecto que le ocasiona el medio de enfriamiento			
Material	Aire <sup>a</sup>	Aceite <sup>b</sup>	Agua <sup>b</sup>
Acero al carbono simple			
1025 a 1035	-	-	33 a 50
1040 a 1050	-	52 a 58	55 a 60
1055 a 1075	50 a 60	58 a 62	60 a 63
1080 a 1095	55 a 62	58 a 62	62 a 65
1125 a 1137	-	-	45 a 55
1138 a 1144	45 a 55	52 a 57 <sup>c</sup>	55 a 62
1146 a 1151	50 a 55	55 a 60	58 a 64
Aceros aleados			
1340 a 1345	45 a 55	52 a 57 <sup>c</sup>	55 a 62
3140 a 3145	50 a 60	55 a 60	60 A 64
3350	55 a 60	61 a 63	63 a 65
4063	55 a 60	61 a 63	63 a 65
4130 a 4135	-	50 a 55	55 a 60
4140 a 4145	52 a 56	52 a 56	55 a 60
4147 a 4150	58 a 62	58 a 62	62 a 65
4337 a 4340	53 a 57	53 a 57	60 a 63

Continuación.- Respuesta de los aceros y los hierros colados al temple por flama <sup>[7]</sup>

Dureza Rockwell típicas, y efecto que le ocasiona el medio de enfriamiento			
Material	Aire <sup>a</sup>	Aceite <sup>b</sup>	Agua <sup>b</sup>
Aceros aleados			
4347	56 a 60	56 a 60	62 a 65
4640	52 a 56	52 a 56	60 a 63
52100	55 a 60	55 a 60	62 a 64
6150	-	52 a 60	55 a 60
Dureza Rockwell típicas, y efecto que le ocasiona el medio de enfriamiento			
Material	Aire	Aceite	Agua
Grados carburizados de aceros aleados			
3310	55 a 60	58 a 62	63 a 65
4615 a 4620	58 a 62	62 a 65	64 a 66
8615 a 8620	-	58 a 62	62 a 65
Aceros inoxidables martensíticos			
410 y 416	41 a 44	41 a 44	
414 y 431	42 a 47	42 a 47	-
420	49 a 56	49 a 56	-
440 (típico)	55 a 59	55 a 59	63 a 65
Hierros vaciados (clase ASTM)			
Clase 30	-	43 a 48	43 a 48
Clase 40	-	58 a 62	62 a 65
Clase 45010	-	35 a 43	35 a 45
50007,53004	-	52 a 56	55 a 60
60003	-	-	-
Clase 80002	52 a 56	56 a 59	56 a 61
Clase 60-45-15	-	-	35 a 45

<sup>a</sup> Para obtener los resultados de dureza indicados, las zonas que no se calientan directamente deben mantenerse relativamente frías durante el proceso de calentamiento.

<sup>b</sup> Las secciones delgadas son susceptibles de agrietamiento cuando se enfrían rápidamente con aceite o agua.

<sup>c</sup> La dureza es ligeramente más baja para el material calentado por rotación y por el método combinado progresivo y rotación para el material calentado por los métodos progresivo o estacionario.

Anexo 4      Resumen del acero 4140

Acero al Cromo-Molibdeno. Buena penetración de temple y sin fragilidad de revenido. Buena resistencia a la tracción, torsión y fatiga.						
Composición química						
C.	Mn	P máx	S máx	Si	Cr	Mo
0.38/0.43	0.75/1.00	0.035	0.040	0.20/0.35	0.80/1.10	0.15/25
Equivalencias aproximadas						
SAE/AISI	NARMA No	SÍMBOLO	ATLAS/T.I.	ASSAB/UHB	BOEHLER/VEW	
4140	1.7225	Gs-42CrMo4	Alloy 41	709	V320	
Color:	Sección:		Esta de entrega:			
Blanco/negro/blanco	Circular desde 7/16 hasta 2 ¾		Laminado en caliente y bonificado			
Aplicaciones:						
Ejes, engranes, cigüeñales, cilindros de motores, bielas, rotores, árboles de turbinas a vapor, barras de conexión, espárragos, tuercas y tornillos de resistencia						
Tratamiento térmico						
Forja o laminado:	1,100-850 °C		Enfriado en cenizas o arena seca			
Normalizado:	850-870 °C		Enfriado en aire			
Recocido subcrítico	680-750 °C		Enfriado en horno			
Temple	830 -850 °C		Enfriado en aceite			
Temple superficial			Se puede dar endurecimiento superficial			
Revenido	500-650 °C		Enfriar al aire			
Propiedades mecánicas						
Estado del acero	Límite elástico, kg/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción, kg/mm <sup>2</sup>	Alargamiento en 50.8 mm (2 pulg), %	Reducción de área, %	Dureza Brinell Aprox.	
Recocido	40	60 – 70	22	50	200	
Recocido y calibrado		70 – 80	14	40	240	
Bonificado temple desde 850 °C en aceite y revenido a 600 °C.	75	85 – 100	14	45	302	

Anexo 5 Resumen del acero 4340

Acero para maquinaria al Cromo-Níquel-Molibdeno, para exigencias mecánicas elevadas en piezas de gran sección. Gran templeabilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga, libre de fragilidad en el revenido.							
Composición química							
C	Mn	P máx	S máx	Ni	Si	Cr	Mo
0.38/0.43	0.60/0.80	0.035	0.040	1.65/2	0.20/0.35	0.70/0.90	0.20/0.30
Equivalencias aproximadas							
SAE/AISI	NARMA No	SÍMBOLO	ATLAS/T.I.	ASSAB/UHB	BOEHLER/VEW		
4340	1.6582	34CrNiMo6	705	V155	Último 4		
Color: Rosado y Blanco		Sección: Circular desde 7/16 a 2 3/4"		Esta de entrega: Laminado en caliente y Bonificado			
Aplicaciones: Se utiliza generalmente en la industria automotriz para la fabricación de piezas que requieran una dureza y tenacidad elevada, tortillería, levas de mando, engranes para maquinaria, eje, discos para frenos, cardanes, bielas, cigüeñales, mandriles, porta herramienta.							
Tratamiento térmico							
Forja o laminado:	1,100-850 °C		Enfriado en cenizas o cal				
Normalizado:	830-850 °C		Enfriado el aire				
Recocido subcrítico	690-750 °C		Enfriado en horno				
Temple	820-860 °C		Enfriado en aceite				
Temple superficial			Se puede dar endurecimiento superficial (Hasta 56 HRC)				
Revenido	540-660 °C		Enfriar al aire				
Propiedades mecánicas							
Estado del acero	Límite elástico, kg/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción, kg/mm <sup>2</sup>	Alargamiento en 50.8 mm (2 pulg), %	Reducción de área %	Dureza Brinell Aprox.		
Recocido	45	65 – 75	20	50	210		
Recocido y calibrado	65	75-85	10	30	240		
Bonificado Temple en aceite y revenido a 600 °C.	70	90–110	19	45	302		

Anexo 6 Resumen del acero 9840

Acero para maquinaria al Cromo-Níquel-Molibdeno, de alta resistencia a torsión y al impacto. Buena penetración de temple y buena tenacidad. No presenta fragilidad de revenido. El acero puede ser templado superficialmente hasta obtener una dureza aproximada de 54 HRC.							
Composición química							
C	Mn	P máx	S máx	Ni	Si	Cr	Mo
0.38/0.43	0.70/0.90	0.040	0.040	0.85/1.15	0.20/0.35	0.70/0.90	0.20/0.30
Equivalencias aproximadas							
SAE/AISI	NARMA No	SÍMBOLO	ATLAS/T.I.	ASSAB/UHB	BOEHLER/VEW		
9840	1.6511	GS36CrNiMo4	709	V165	SPS245		
Color: Morado/Blanco		Sección: Circular desde 7/16 a 2 3/4"			Esta de entrega: Laminado en caliente y Bonificado		
Aplicaciones: Ejes, barras de torsión, piezas para vehículos, tornillos, piñones, eslabones, piezas de transmisión, embragues, palancas, árboles para cardanes, bombas de mano y excéntricas, ejes traseros de tracción.							
Tratamiento térmico							
Forja o laminado:		1,100-850 °C			Enfriado en cenizas o cal		
Normalizado:		840-860 °C			Enfriado en aire		
Recocido subcrítico		660-750 °C			Enfriado en horno		
Temple		810-860 °C			Enfriado en aceite		
Temple superficial					A la llama o por inducción.		
Revenido		500-650 °C			Enfriar al aire		
Propiedades mecánicas							
Estado del acero	Límite elástico, kg/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción, kg/mm <sup>2</sup>	Alargamiento 50.8 mm (2 pulg), %	Reducción de área, %	Dureza Brinell Aprox.		
Recocido	40	65 – 75	25	50	210		
calibrado	60	75-85	10	30	240		
Bonificado Temple en aceite y revenido a 600 °C.	70	90–110	19	45	302		

Anexo 7 Resumen para el acero 5160

Este acero se caracteriza por una gran templabilidad, tenacidad, resistencia a la fatiga y a la tracción en razón de su alto contenido de carbono, Manganeso y Cromo.							
Composición química							
C	Mn	P máx	S máx	Ni	Si	Cr	Mo
0.56/0.64	0.75/1.00	0.035	0.040		0.15/0.30	0.70/0.90	
Equivalencias aproximadas							
SAE/AISI	NARMA No	SÍMBOLO	ATLAS/T.I.	ASSAB/UHB	BOEHLER/VE W		
5160							
Color: Azul/Plata		Sección: Circular desde 7/16 a 2 3/4" Platina 3/16" a 1 1/4x6" Palanquilla desde 11/4 a 4" mm		Esta de entrega: Laminado en caliente y recocido			
Aplicaciones: Se utiliza en la fabricación de piezas muy solicitadas que requieren una dureza y tenacidad elevada, especialmente en la industria Automotriz. Ballestas y muelles helicoidales para automóviles y ferrocarriles, árboles de transmisión, barras de torsión, grandes engranes trabajando sin choque, engranajes, rotores de turbinas, bielas, placas de presión para prensa de extrusión, cinceles, cuchillas para corte en frío de metales, cuchillas para desbaste de madera, troqueles, piezas sometidas al desgaste, etc.							
Tratamiento térmico							
Forja:		1,100-850 °C			Enfriado en cenizas		
Normalizado:		840-860 °C			Enfriado al aire		
Recocido subcrítico		730-810 °C			Enfriado en horno		
Temple		830-850 °C			Enfriado en aceite		
Revenido		550-650 °C			Enfriar al aire		
Propiedades mecánicas							
Estado del acero	Límite elástico, kg/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción, kg/mm <sup>2</sup>	Alargamiento en 50.8 mm (2 pulg), %	Reducción de área, %	Dureza Brinell Aprox.		
Recocido	28	73	28	30	197		
calibrado	54	97	18	45	269		
Normalizado	104	117	12	47	352		

Anexo 8. Tablas con factores empleados en el diseño de engranes.

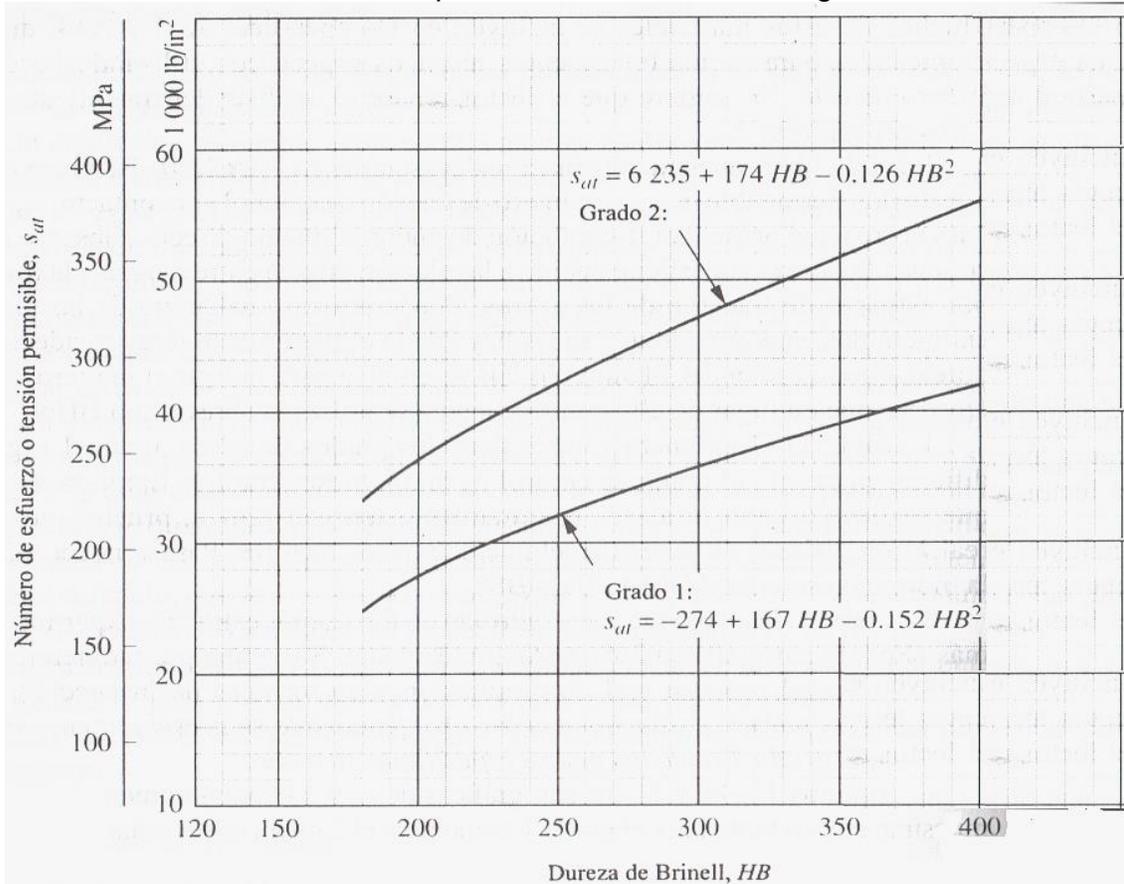


Fig. 1 Numero de esfuerzos o tensiones permisibles para engranes de acero,  $S_{at}$ .

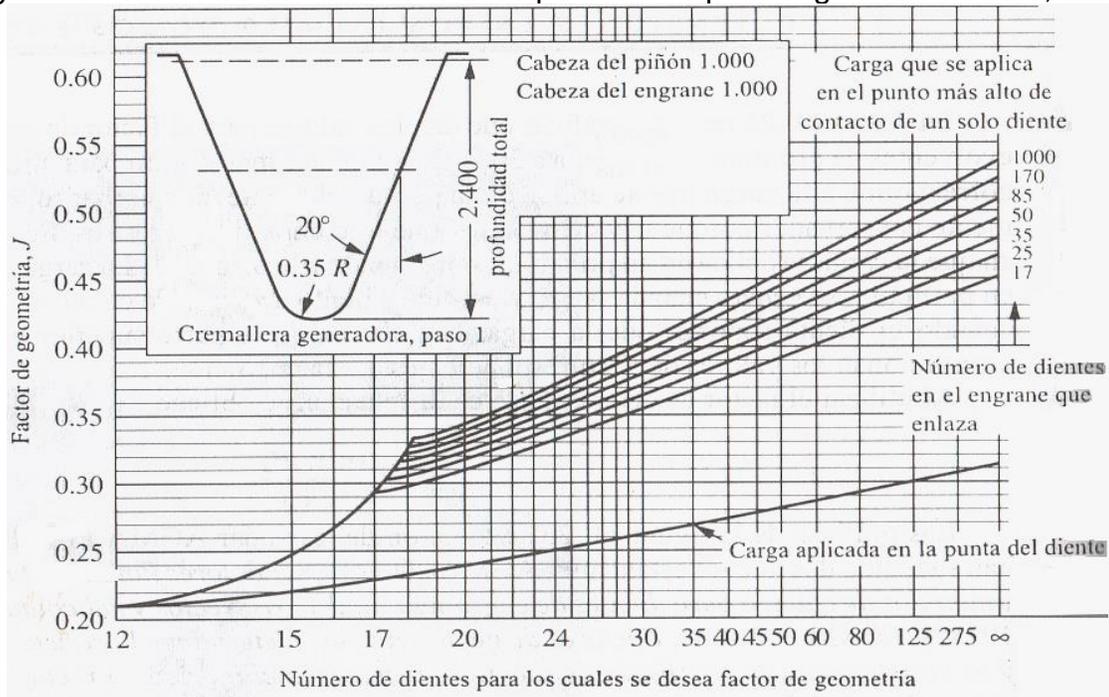


Fig. 2. Factor de geometría,  $J$ , para el piñón de una transmisión por engranes.

Anexo 8. Continuación.

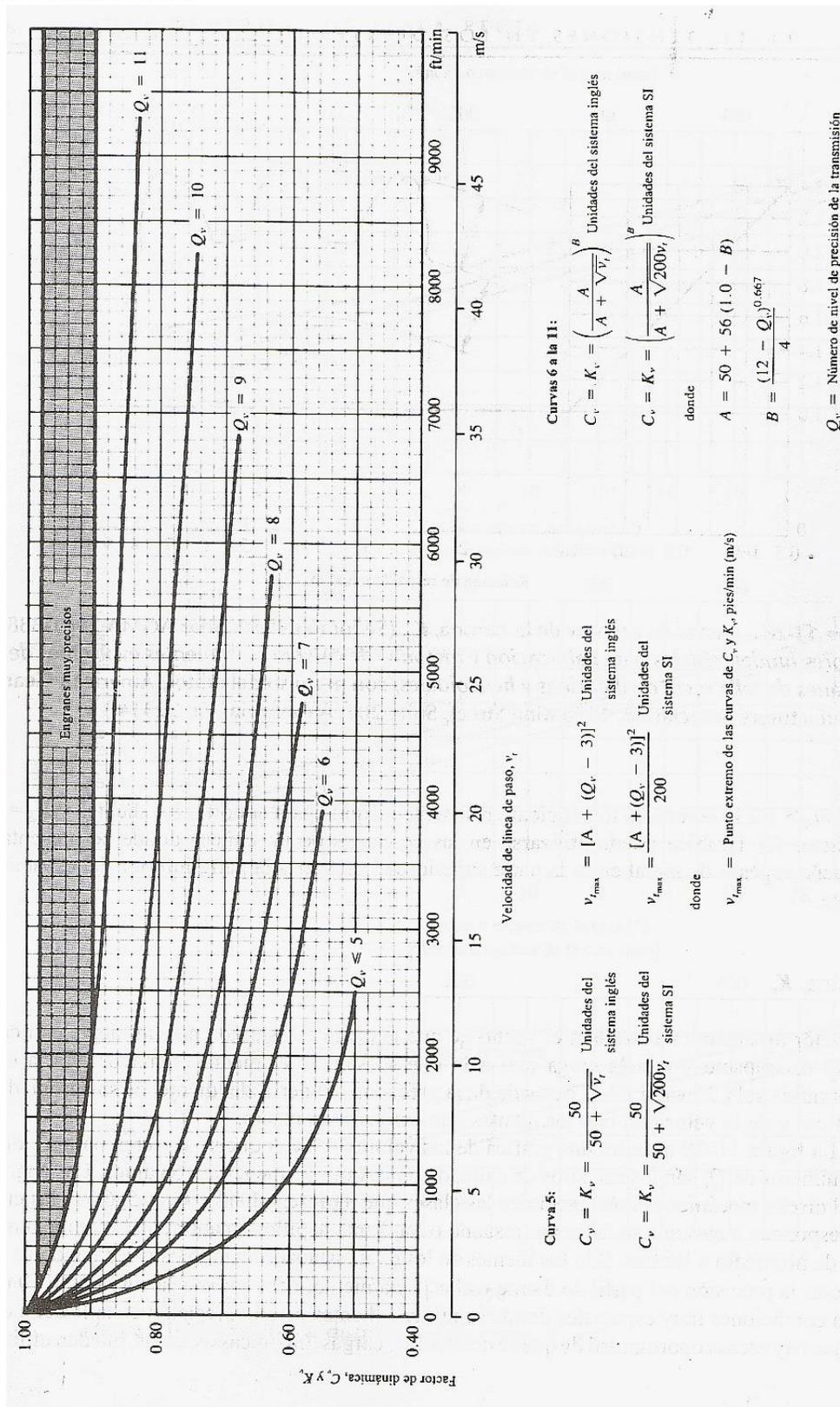


Figura 3. Factor de dinámica  $C_v$  y  $K_v$

Anexo 8. Continuación.

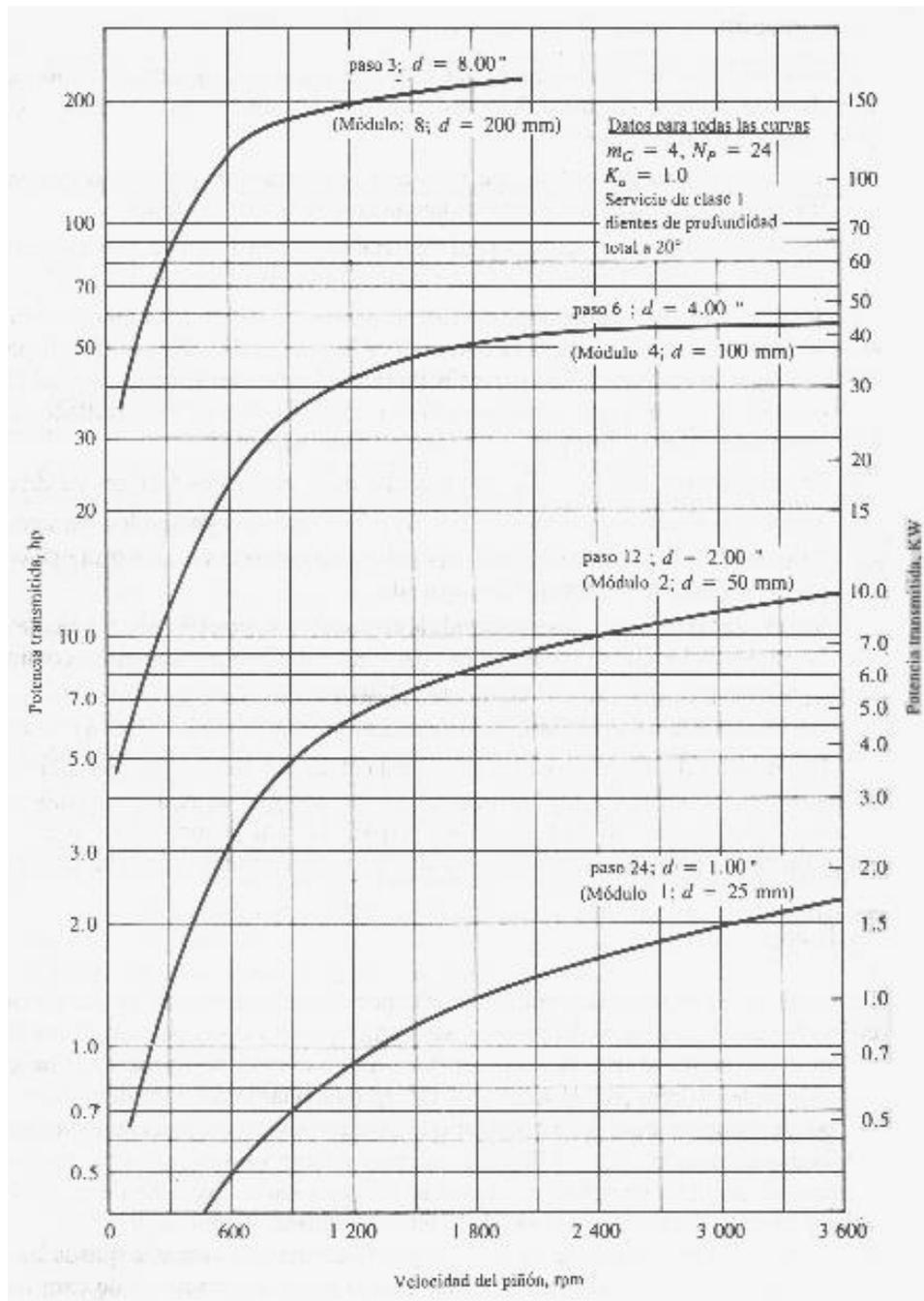


Figura 4. Potencia contra velocidad del piñón.

Anexo 9. Diseño de uniones soldadas.

Tabla 1. Tamaños mínimos de soldadura para placas de gran espesor

**Tamaños mínimos de soldadura para placas de gran espesor**

<i>Espesor de la placa (pulg)</i>	<i>Tamaño mínimo de lado para soldadura de chaflán (pulg)</i>
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1 1/2$	5/16
$> 1 1/2 - 2 1/4$	3/8
$> 2 1/4 - 6$	1/2
$> 6$	5/8

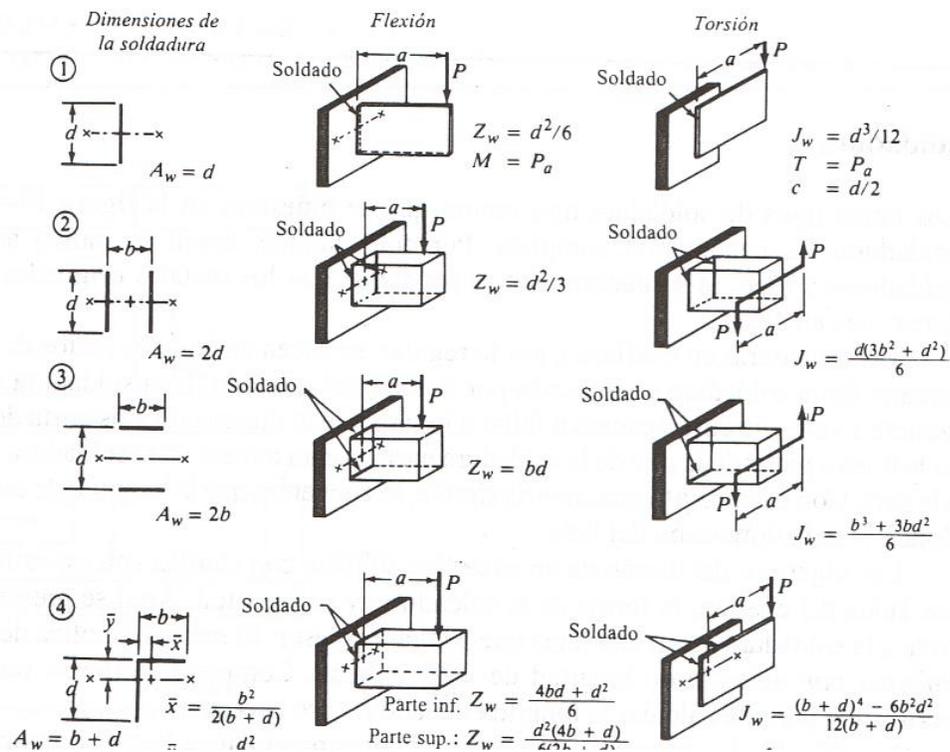


Figura 5. Factores de geometría para soldadura

Anexo 10. Listado de tuercas para fijación axial de elementos mecánicos.

**Tuercas de fijación**

**SKF**

Dimensiones		Masa		Designación	Arandela de retención	Llave de gancho	Llave de golpes
G	d <sub>1</sub> d <sub>2</sub> B b h	kg	—				
mm		kg		—	—	—	—
M 10 × 0,75	13,5 18 4 3 2	0,004	—	<b>KM 0</b>	MB 0	—	—
M 12 × 1	17 22 4 3 2	0,007	—	<b>KM 1</b>	MB 1	—	—
M 15 × 1	21 25 5 4 2	0,010	—	<b>KM 2</b>	MB 2	—	—
M 17 × 1	24 28 5 4 2	0,013	—	<b>KM 3</b>	MB 3	—	—
M 20 × 1	26 32 6 4 2	0,019	—	<b>KM 4</b>	MB 4	HN 4	—
M 25 × 1,5	32 38 7 5 2	0,025	—	<b>KM 5</b>	MB 5	HN 5	—
M 30 × 1,5	38 45 7 5 2	0,043	—	<b>KM 6</b>	MB 6	HN 6	—
M 35 × 1,5	44 52 8 5 2	0,053	—	<b>KM 7</b>	MB 7	HN 7	—
M 40 × 1,5	50 58 9 6 2,5	0,085	—	<b>KM 8</b>	MB 8	HN 8	—
M 45 × 1,5	56 65 10 6 2,5	0,12	—	<b>KM 9</b>	MB 9	HN 9	—
M 50 × 1,5	61 70 11 6 2,5	0,15	—	<b>KM 10</b>	MB 10	HN 10	—
M 55 × 2	67 75 11 7 3	0,16	—	<b>KM 11</b>	MB 11	HN 11	—
M 60 × 2	73 80 11 7 3	0,17	—	<b>KM 12</b>	MB 12	HN 12	—
M 65 × 2	79 85 12 7 3	0,20	—	<b>KM 13</b>	MB 13	HN 13	—
M 70 × 2	85 92 12 8 3,5	0,24	—	<b>KM 14</b>	MB 14	HN 14	—
M 75 × 2	90 98 13 8 3,5	0,29	—	<b>KM 15</b>	MB 15	HN 15	—
M 80 × 2	95 105 15 8 3,5	0,40	—	<b>KM 16</b>	MB 16	HN 16	—
M 85 × 2	102 110 16 8 3,5	0,45	—	<b>KM 17</b>	MB 17	HN 17	—
M 90 × 2	108 120 16 10 4	0,56	—	<b>KM 18</b>	MB 18	HN 18	—
M 95 × 2	113 125 17 10 4	0,66	—	<b>KM 19</b>	MB 19	HN 19	—
M 100 × 2	120 130 18 10 4	0,70	—	<b>KM 20</b>	MB 20	HN 20	—
M 105 × 2	126 140 18 12 5	0,85	—	<b>KM 21</b>	MB 21	HN 21	—
M 110 × 2	133 145 19 12 5	0,97	—	<b>KM 22</b>	MB 22	HN 22	—
M 115 × 2	137 150 19 12 5	1,00	—	<b>KM 23</b>	MB 23	HN 23	718909
M 120 × 2	138 155 20 12 5	1,10	—	<b>KM 24</b>	MB 24	HN 24	718909
M 125 × 2	148 160 21 12 5	1,20	—	<b>KM 25</b>	MB 25	HN 25	718909
M 130 × 2	149 165 21 12 5	1,25	—	<b>KM 26</b>	MB 26	HN 26	718909
M 135 × 2	160 175 22 14 6	1,55	—	<b>KM 27</b>	MB 27	HN 27	718909
M 140 × 2	160 180 22 14 6	1,55	—	<b>KM 28</b>	MB 28	HN 28	718909
M 145 × 2	172 190 24 14 6	1,80	—	<b>KM 29</b>	MB 29	HN 28	718909

## Anexo 11. Rodamientos.

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera									
Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
65	100	18	31,9	25	1,06	14000	9000	0,44	6013-Z *

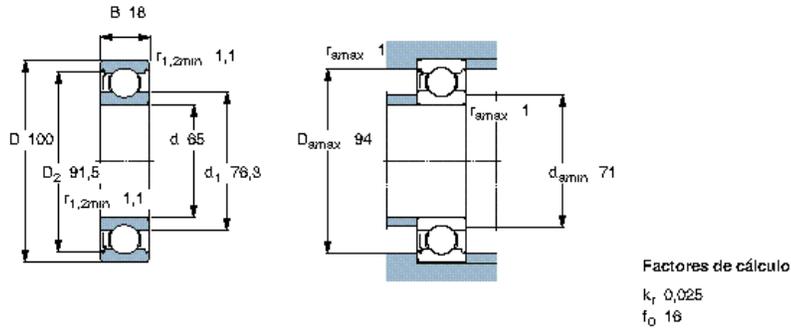


Figura 1. Especificaciones técnicas un rodamiento de rodillos con un cubre placa.

Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera									
Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	52	15	15,6	10	0,43	17000	17000	0,14	7205 BECBM *

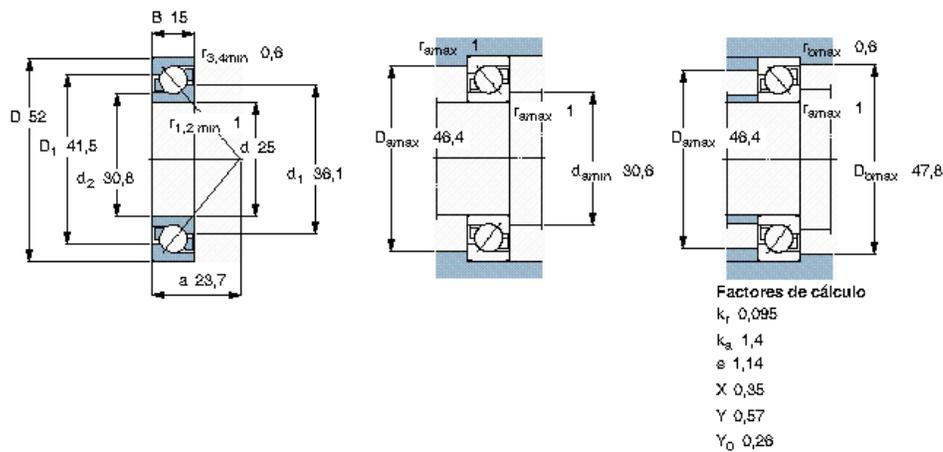


Figura 2. Rodamiento de contacto angular a ser colocado sobre el tornillo de potencia.

Anexo 12. Especificaciones técnicas de bandas en V tipo 4L

### Selection Guidelines

**BELT INTERCHANGE\***

RMA Belt Size	BROWNING	GOODYEAR	GATES	DAYCO
3L, 4L, 6L	FHP	Fractional Horsepower	TRUFLEX	Durapower FHP
A, B, C	Super Gripbelts	HY-T	HI-POWER	Super Blue Ribbon
AX, BX, CX	Gripnotched	Torque-Flex	TRI-POWER	Gold Label Cog-Belt
3VX, 5VX	358	HY-T Wedge	SUPER HC	Power Wedge Vee Cog-Belt

(\*): Contact local Grainger branch for assistance with cross-referencing specific part numbers.

Figura 1. Guía de selección y equivalencias para bandas en V entre varios fabricantes.

Nom. Outside Length (In.)	Stock No.	Each	Shpg. Wt.	Nom. Outside Length (In.)	Stock No.	Each	Shpg. Wt.	Nom. Outside Length (In.)	Stock No.	Each	Shpg. Wt.	Nom. Outside Length (In.)	Stock No.	Each	Shpg. Wt.
<b>4L TYPE (1/2" TOP WIDTH BY 5/16" THICK)</b>															
17	4L170	3.45	0.1	36	4L360	4.21	0.2	55	4L550	5.73	0.4	74	4L740	6.88	0.5
18	4L180	3.45	0.1	37	4L370	4.32	0.3	56	4L560	5.78	0.4	75	4L750	6.95	0.4
19	4L190	3.45	0.1	38	4L380	4.45	0.3	57	4L570	5.86	0.4	76	4L760	7.04	0.4
20	4L200	3.45	0.2	39	4L390	4.56	0.3	58	4L580	5.89	0.4	77	4L770	7.11	0.5
21	4L210	3.45	0.1	40	4L400	4.66	0.3	59	4L590	5.96	0.4	78	4L780	7.19	0.5
22	4L220	3.45	0.1	41	4L410	4.75	0.3	60	4L600	5.99	0.4	79	4L790	7.26	0.5
23	4L230	3.45	0.1	42	4L420	4.84	0.3	61	4L610	6.06	0.4	80	4L800	7.34	0.5
24	4L240	3.45	0.1	43	4L430	4.95	0.3	62	4L620	6.11	0.4	82	4L820	7.48	0.5
25	4L250	3.45	0.2	44	4L440	5.06	0.3	63	4L630	6.16	0.4	84	4L840	7.69	0.6
26	4L260	3.45	0.2	45	4L450	5.15	0.3	64	4L640	6.21	0.4	86	4L860	7.96	0.5
27	4L270	3.45	0.2	46	4L460	5.25	0.3	65	4L650	6.26	0.4	88	4L880	8.23	0.5
28	4L280	3.45	0.2	47	4L470	5.31	0.3	66	4L660	6.31	0.4	90	4L900	8.49	0.5
29	4L290	3.54	0.2	48	4L480	5.36	0.3	67	4L670	6.36	0.4	92	4L920	8.74	0.5
30	4L300	3.65	0.2	49	4L490	5.41	0.3	68	4L680	6.46	0.4	94	4L940	9.00	0.6
31	4L310	3.75	0.2	50	4L500	5.46	0.3	69	4L690	6.51	0.4	96	4L960	9.29	0.6
32	4L320	3.82	0.2	51	4L510	5.52	0.4	70	4L700	6.58	0.4	98	4L980	9.55	0.6
33	4L330	3.92	0.2	52	4L520	5.58	0.3	71	4L710	6.66	0.4	100	3X543	10.08	0.3
34	4L340	4.05	0.2	53	4L530	5.63	0.4	72	4L720	6.76	0.4	—	—	—	—
35	4L350	4.14	0.2	54	4L540	5.68	0.3	73	4L730	6.81	0.5	—	—	—	—

Figura 2. Longitud de bandas tipo 4L disponibles

Anexo 13. Análisis del proceso de calentamiento y enfriamiento de la pieza de trabajo.

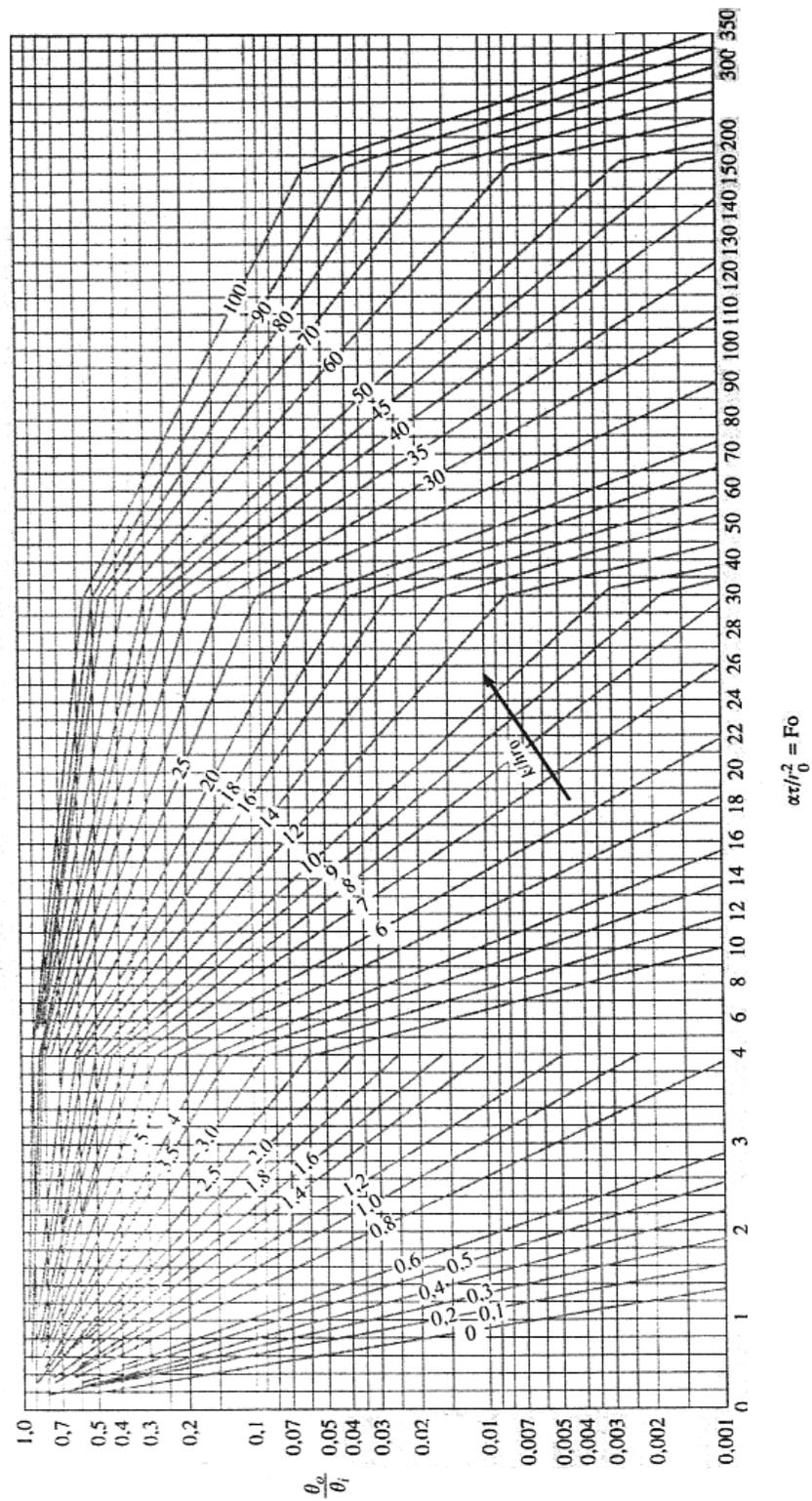


Figura 1. Temperatura en el eje de un cilindro infinito de radio  $r_0$  (escala completa).

Anexo 13. Continuación.

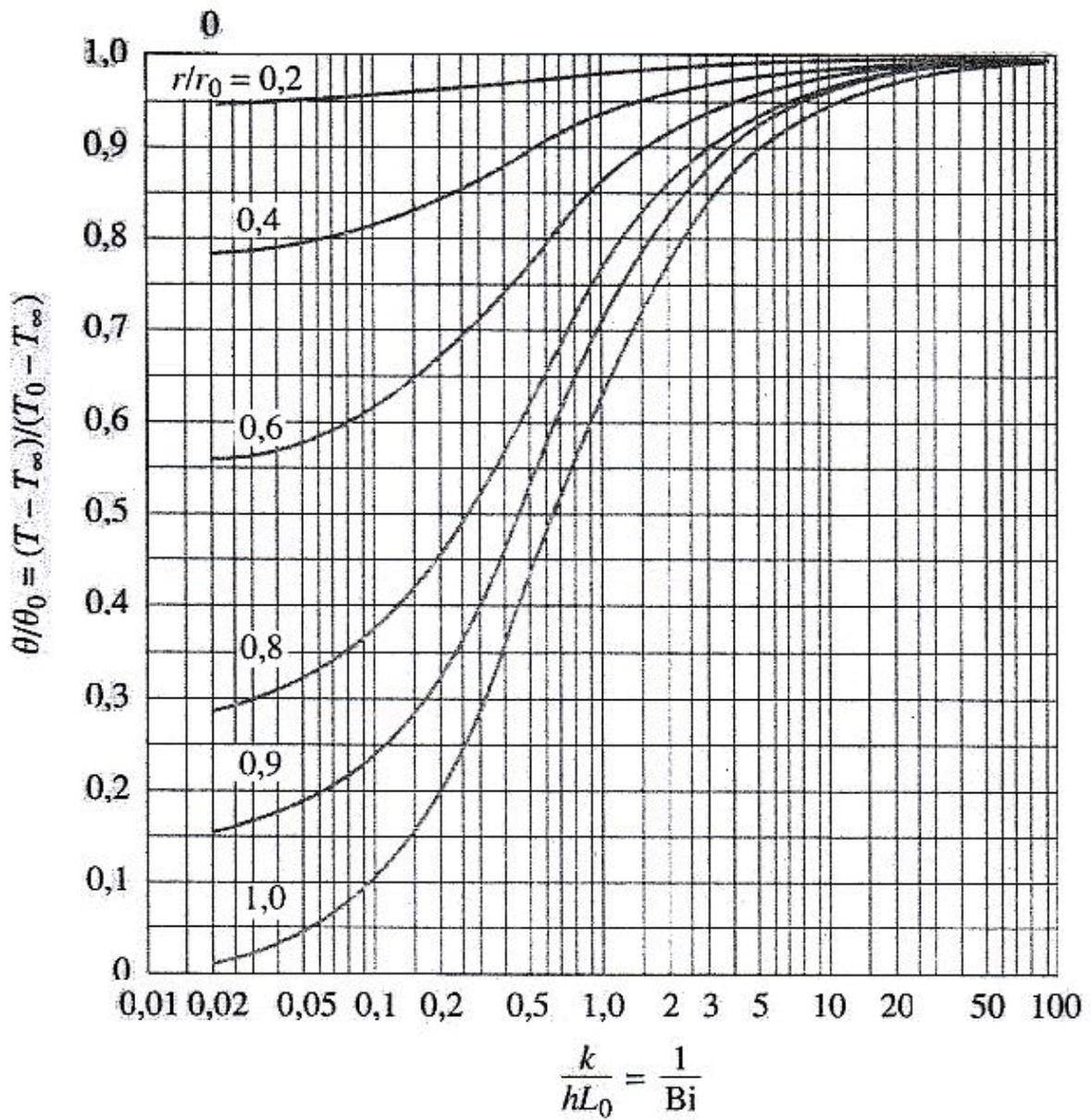


Figura 2. Temperatura en el eje de un cilindro infinito de radio  $r_0$  (escala completa).

Anexo 13. Continuación.

Tabla 1. Soluciones de la función error.

La función error.

$\frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}$	$\operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}$	$\frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}$	$\operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}$	$\frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}$	$\operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}$
0,00	0,00000	0,76	0,71754	1,52	0,96841
0,02	0,02256	0,78	0,73001	1,54	0,97059
0,04	0,04511	0,80	0,74210	1,56	0,97263
0,06	0,06762	0,82	0,75381	1,58	0,97455
0,08	0,09008	0,84	0,76514	1,60	0,97636
0,10	0,11246	0,86	0,77610	1,62	0,97804
0,12	0,13476	0,88	0,78669	1,64	0,97962
0,14	0,15695	0,90	0,79691	1,66	0,98110
0,16	0,17901	0,92	0,80677	1,68	0,98249
0,18	0,20094	0,94	0,81627	1,70	0,98379
0,20	0,22270	0,96	0,82542	1,72	0,98500
0,22	0,24430	0,98	0,83423	1,74	0,98613
0,24	0,26570	1,00	0,84270	1,76	0,98719
0,26	0,28690	1,02	0,85084	1,78	0,98817
0,28	0,30788	1,04	0,85865	1,80	0,98909
0,30	0,32863	1,06	0,86614	1,82	0,98994
0,32	0,34913	1,08	0,87333	1,84	0,99074
0,34	0,36936	1,10	0,88020	1,86	0,99147
0,36	0,38933	1,12	0,88079	1,88	0,99216
0,38	0,40911	1,14	0,89308	1,90	0,99279

Anexo 14 Dimensiones características de tubería galvanizada A-53-A

DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS DE LA TUBERÍA PARA CONDUCCIÓN DE AGUA, GAS Y AIRE NMX B-177  
DIMENSIONS AND CHARACTERISTICS FOR WATER, GAS AND AIR CONDUCTION PIPING ASTM A-53-A

DIÁMETRO NOMINAL NOMINAL SIZE		DIÁMETRO EXTERIOR OUTSIDE DIAMETER		ESPESOR WALL THICKNESS		CED, SCH.	PESO EXT. LISO PLAIN END WEIGHT		PESO POR TUBO (kg.) PIPE WEIGHT (kg.)	TUBOS/TON PIPES/TON	PRESIÓN DE PRUEBA TEST PRESSURE ASTM A-53-A		SISTEMA PARA EMPACAR PACKING SYSTEM			
pulg. in.	mm. mm.	pulg. in.	mm. mm.	pulg. in.	mm. mm.		lb./pie lb./ft.	kg./m. kg./m.			extr. liso plain end	con rosca y cople threaded & coupling	lb./pulg. <sup>2</sup> lb./in. <sup>2</sup>	kg./cm. <sup>2</sup> kg./cm. <sup>2</sup>	Tubos/Paq. pipes/bundle	peso por paquete weight/bundle
3/8	9.5	0.675	17.1	0.091	2.31	40	0.57	0.84	5.37	5.38	186	700	50	150	806	1777
				0.126	3.20	80	0.74	1.10	7.04	7.04	142	850	60	150	1056	2328
1/2	13	0.840	21.3	0.109	2.77	40	0.85	1.27	8.12	8.13	123	700	50	127	1032	2275
				0.147	3.73	80	1.09	1.62	10.38	10.38	97	850	60	127	1318	2906
3/4	19	1.050	26.7	0.113	2.87	40	1.13	1.60	10.76	10.76	93	700	50	127	1366	3011
				0.154	3.91	80	1.47	2.20	14.00	14.09	71	850	60	127	1788	3941
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	40	1.68	2.50	16.00	16.00	63	700	50	91	1456	3210
				0.179	4.55	80	2.17	3.24	20.67	20.76	48	850	60	91	1881	4147
1 1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	40	2.27	3.39	21.62	21.72	46	1200	85	91	1967	4336
				0.191	4.85	80	3.00	4.47	28.57	28.76	35	1800	127	61	1743	3843
1 1/2	38	1.900	43.3	0.145	3.68	40	2.72	4.05	25.90	26.00	39	1200	85	91	2357	5196
				0.200	5.08	80	3.63	5.41	34.57	34.86	29	1800	127	61	2109	4649
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	40	3.65	5.43	34.77	35.05	29	2300	162	61	2121	4676
				0.218	5.54	80	5.02	7.48	47.81	48.29	21	2500	176	32	1529	3371
2 1/2	64	2.875	73.0	0.203	5.16	40	5.79	8.63	55.14	55.43	18	2500	176	37	2040	4497
				0.160	4.06	NX	4.64	6.90	44.19	45.00	22	1950	137	37	1635	3604
3	76	3.500	88.9	0.216	5.49	40	7.58	11.29	72.19	72.57	14	2220	156	19	1372	3025
				0.170	4.32	NX	6.06	9.01	57.66	59.00	17	1930	136	19	1095	2414
4	102	4.500	114.3	0.237	6.02	40	10.79	16.05	102.77	103.71	10	1900	134	19	1952	4303
				0.188	4.77	NX	8.66	12.91	82.62	83.00	12	1500	105	19	1567	3455

# *FullJet*<sup>®</sup> Spray Nozzles • Wide Angle Spray Medium Capacity



**HH-W**



One-piece body  
3/4"-1" NPT or BSPT (M)

## DESIGN FEATURES

Medium capacity wide angle FullJet nozzles feature a solid cone-shaped spray pattern with a round impact area and spray angles of 112° to 120°. They produce a uniform spray of medium to coarse drops across their entire spray area to give

excellent results in spraying applications requiring complete coverage of an area or zone. This uniform spray distribution results from a unique vane design and exacting internal proportions.

- **Model H-W** and **HH-W** wide angle FullJet nozzles feature two-piece construction with non-removable vanes.
- **Model H-W FullJet nozzles (cast-type)** feature two-piece construction with removable vanes.

## COMMON APPLICATIONS

- Washing and rinsing processes
- Quenching and cooling of coke, primary metals, and other chemicals
- Suppression of fugitive dust in the processing of bulk ores, coal, limestone, sand, and gravel
- Scrubbing, washing, and cooling of flue gases to remove fly ash and other products of combustion
- Deluging combustible materials and storage tanks for fire suppression and prevention
- Breaking up and deaerating foam
- Creating and dispersing drops in chemical reaction processing

Boquilla de cono lleno, media capacidad

Anexo 16. Continuación.

**PERFORMANCE DATA**

Nozzle Inlet Conn. NPT or BSPT	Nozzle Type		Capacity Size	Orifice Dia. Nom.	Max. Free Passage Dia.*	Capacity (gallons per minute)										Spray Angle		
	Conn. F	Conn. M				5 psi	7 psi	10 psi	15 psi	20 psi	30 psi	40 psi	60 psi	80 psi	5 psi	10 psi	80 psi	
	H-W	HH-W																
3/4	•	•	6W	.391"	.172"	5.2	6.0	7.0	8.4	9.5	11.4	12.9	15.4	17.5	115°	120°	112°	
1	•	•	11W	.516"	.219"	9.5	11.0	12.9	15.4	17.5	21	24	28	32	117°	120°	117°	
1-1/4	•	•	16W	.609"	.250"	13.8	16.0	18.7	22	25	30	34	41	47	118°	121°	119°	
1-1/2	•	•	24W	.719"	.406"	21	24	28	34	38	46	52	62	70	119°	124°	119°	
2	•		47W	.984"	.438"	41	47	55	66	75	89	101	121	137	120°	124°	119°	
2-1/2	•		70W	1.250"	.563"	60	70	82	98	111	133	151	180	204	120°	125°	119°	
3	•		95W	1.375"	.688"	82	95	111	133	151	180	205	245	277	120°	125°	119°	

\* Foreign matter with maximum diameter as listed can pass through nozzle without clogging.

**DIMENSIONS & WEIGHTS**

H-W Bar Stock	Nozzle Type (Conn.)	Nozzle Inlet Conn. NPT or BSPT	Length	Dia.	Net Weight
	H-W Bar Stock (F)	3/4	2-3/16"	1-1/4"	7-1/4 oz.
	H-W Cast (F)	1	2-3/4"	1-1/2"	13 oz.
	HH-W (M)	3/4	1-19/32"	1-1/16"	3-1/2 oz.
		1	2-3/32"	1-5/16"	7 oz.
		1-1/4	2-3/4"	1-11/16"	13-1/2 oz.
		1-1/2	3-1/4"	2"	20 oz.

Based on largest/heaviest version of each type.

**MATERIALS**

Material	Material Code	Nozzle Type	
		H-W	HH-W
Bar Stock			
Brass	(none)	•	•
Mild Steel	I	•	•
303 Stainless Steel	SS	•	•
316 Stainless Steel	316SS	•	•
Polyvinyl Chloride	PVC		•
Cast			
Brass	(none)	•	
Cast Iron	I	•	
316 Stainless Steel	SS	•	

Other materials available upon request.

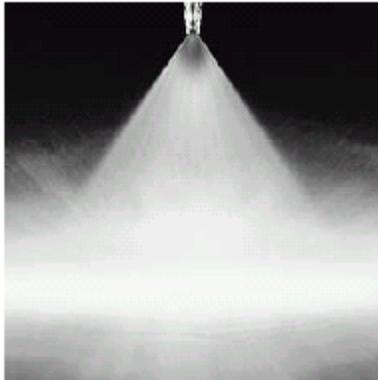
**ORDERING INFO**

STANDARD SPRAY NOZZLE			
<b>3/4 H - SS 6W</b>			
Inlet Conn.	Nozzle Type	Material Code	Capacity Size

Boquilla de rocío de cono lleno, media capacidad.

Anexo 15. Boquillas hidráulicas para rocío de agua a presión.

# *FullJet*<sup>®</sup> Spray Nozzles • Wide Angle Spray Medium Capacity



**H-U**



3/4" NPT or BSPT (M)

## **DESIGN FEATURES**

Standard VeeJet spray nozzles feature a high impact solid stream or flat spray pattern with spray angles of 0° (solid stream) to 110° at 40 psi (3 bar). They produce a uniform distribution of small- to medium-sized drops. Specially tapered spray pattern edges provide even spray coverage when several nozzles with overlapping patterns are required.

- **Model H-U** VeeJet spray nozzles feature flow rates of 1 gpm (3.9 l/min) and greater at 40 psi (3 bar).

## **COMMON APPLICATIONS**

- Cooling and quenching
- Product washing
- Water cooling
- Air and gas washers
- Scrubbers
- Liquor washers
- Dust control
- Fire protection

Boquilla de rocío plano, media capacidad

Anexo 15. Continuación.

**PERFORMANCE DATA**

Spray Angle at 40 psi	Nozzle Type/ Inlet Connection				Capacity Size	Equiv. Orifice Dia.	Capacity (gallons per minute)												Spray Angle			
	H-U		U				5 psi	10 psi	20 psi	30 psi	40 psi	60 psi	80 psi	100 psi	200 psi	300 psi	500 psi	20 psi	40 psi	80 psi	200 psi	
	3/4	1	1-1/4	2																		
95°	•				400	.472'	14.1	20	28	35	40	49	57	63	90	110	142	93°	95°	99°	102°	
80°	•				200	.334'	7.1	10.0	14.1	17.3	20	25	28	32	44	55	71	76°	80°	81°	83°	
	•				400	.472'	14.1	20	28	35	40	49	57	63	90	110	142	78°	80°	81°	83°	
		•			500	.528'	17.7	25	35	43	50	61	71	79	112	137	177	78°	80°	81°	83°	
		•			580	.569'	21	29	41	50	58	71	82	92	130	159	205	78°	80°	81°	83°	
65°	•				200	.334'	7.1	10.0	14.1	17.3	20	25	28	32	44	55	71	60°	65°	67°	69°	
	•				250	.373'	8.8	12.5	17.7	22	25	31	35	40	56	68	88	60°	65°	67°	69°	
	•				300	.409'	10.6	15.0	21	26	30	37	42	47	67	82	106	60°	65°	67°	69°	
	•				400	.472'	14.1	20	28	35	40	49	57	63	90	110	142	60°	65°	67°	69°	
		•		•	500	.528'	17.7	25	35	43	50	61	71	79	112	137	177	60°	65°	66°	68°	
		•			580	.569'	21	29	41	50	58	71	82	92	130	159	205	61°	65°	66°	68°	

**DIMENSIONS & WEIGHTS**

	Nozzle Type (Conn.)	Nozzle Inlet Conn. NPT or BSPT	Length	Hex.	Net Weight	Mesh Selection Guide	
						Orifice Dia.	Recommended Screen Mesh
H-U (M)	3/4	2"	1-1/16" hex.	5 oz.	Up through .018" (.46 mm)	200	
U (M)	1	2-1/2"	1-5/16" dia.	9 oz.	.019" (.47 mm) through .031" (.79 mm)	100	
	1-1/4	3-3/4"	1-11/16" dia.	1-1/4 lbs.	.032" (.80 mm) and larger	50	
	2	5"	2-3/8" dia.	4-1/4 lbs.			

Based on largest/heaviest version of each type.

**MATERIALS**

Material	Material Code	Nozzle Type	
		H-U	U
Brass	(none)	•	•
Mild Steel	I	•	•
303 Stainless Steel	SS	•	•
316 Stainless Steel	316SS	•	
Polyvinyl Chloride	PVC	•	

Other materials available upon request.

**ORDERING INFO**

STANDARD SPRAY NOZZLE					
<b>H</b>	<b>3/4</b>	<b>U</b>	<b>- SS</b>	<b>95</b>	<b>400</b>
Nozzle Prefix	Inlet Conn.	Nozzle Type	Material Code	Spray Angle	Capacity Size

Boquilla de rocío plano, media capacidad.