

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Diseño de un Apilador Hidráulico de Planchones para Alimentación Continua al Horno de Planchones en la Planta de Laminación en Caliente de SIDERPERU ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

JOSE MLIN CHERO BALLENA

PROMOCION: 1973 - I

LIMA • PERU • 1990

I N D I C E

	pá.
PROLOGO	1
CAPITULO 1 : Introducción	2
CAPITULO 2 : Descripción de los procesos de laminado de lingotes a planchones.	4
2.1. : Procesos de laminado	4
2.1.1.: Clasificación de los trenes de laminación, por su función.	4
2.1.2 : Disposición de los cilindros en las cajas.	6
2.1.3 : Disposición de las cajas de laminación en los diversos trenes.	6
2.2. : Producción de Laminación Planos.	11
2.2.1 : Productos de desbaste planos.	11
2.3. : Laminación de lingotes a planchones.	12
2.4. : Laminación de planchones a planchas gruesas brutas.	16
2.4.1 : Laminación de planchones a bobinas.	17
2.4.2 : Laminación de lingotes a bobina ó Laminación Directa.	18
CAPITULO 3 : Ventajas y desventajas de métodos propuestos para aliviar la carga de la grúa.	19
3.1. : Descripción de procesos de alimentación de planchones al horno de planchones.	19
3.2. : Descripción del Auto-Proyecto.	20
3.3. : Ventajas del sistema propuesto.	20
3.3.1 : Desventajas del sistema actual.	21

CAPITULO 4 : Método propuesto: Apilador Hidráulico de Planchones.	25
4.1. : Mecanismo mecánico de alimentación de planchones.	25
4.2. : Mecanismo hidráulico de alimentación de planchones.	25
4.3. : Análisis comparativo	26
4.3.a : Equipos	26
4.3.b : Mantenimiento	27
4.3.c : Costos operativos	27
4.4. : Selección del Sistema	27
CAPITULO 5 : Cálculo y diseño de los componentes mecánicos, estructurales o hidráulicos del apilador hidráulico de planchones.	30
5.1. : Diseño mecánico de la mesa receptora de planchones.	30
5.1.1 : Cálculo de la resistencia de la plataforma en sección A-A.	31
5.1.2 : Cálculo de la resistencia de la plataforma en sección B-B.	35
5.1.3 : Cálculo de soldadura.	40
5.1.4 : Cálculo de refuerzo de mesa estructural.	44
5.1.5 : Guías de deslizamiento	46
Cálculo de columnas de apoyo	52
5.2. : Diseño del Sistema Hidráulico del Apilador Hidráulico de Planchones.	54
5.2.1 : Sistema hidráulico del empujador de planchones de accionamiento horizontal.	57
5.2.1.1 : Cálculo de los cilindros hidráulicos de	

accionamiento horizontal	56
Cálculo del espesor de pared de los cilindros.	59
Selección de los cilindros hidráulicos.	60
5.2.2. : Sistema hidráulico del apilador de planchones de accionamiento vertical.	60
5.2.2.1 : Diseño y selección de los pistones hidráulicos.	61
Cálculo del espesor de la pared de los cilindros.	63
Cálculo del pistón (vástago y émbolo)	66
Cálculo por compresión	67
Cálculo por pandeo	68
Cálculo del vástago.	71
5.2.2.2 : Selección de los cilindros hidráulicos.	74
5.2.2.3 : Componente hidráulicos y mecánicos del sistema.	76
CAPITULO 6 : Selección de equipos complementarios.	77
6.1. : Selección del empujador de planchones.	77
6.2. : Selección de equipos y elementos hidráulicos y eléctricos.	82
6.2.1 : Cálculo de las pérdidas de la carga en la línea de presión del sistema hidráulico.	82
6.2.2 : Selección de la bomba.	84
6.2.3 : Selección del motor eléctrico.	88
6.2.4 : Selección de elementos de control.	89
6.2.5 : Cálculo de conducciones rígidas y flexibles	92

VI

CAPITULO 7 : Costos de Fabricación.	96
7.1 : Costeo del sistema hidráulico (Maquinaria y equipos)	96
7.2 : Costeo de obras civiles.	98
7.3. : Costeo de montaje.	98
7.4 : Presupuesto General	100
7.5 : Evaluación de la rentabilidad del Proyecto de adquisiciones e instalación de un apilador de planchones.	101
CONCLUSIONES	103
BIBLIOGRAFIA	104
PLANOS	106
APENDICE	114

P R O L O G O

En el presente trabajo se trata de explicar primeramente los procesos de producción a través de los diferentes trenes de laminación; ubicando la planta de productos planos de laminación en caliente de SIDERPERU. En esta planta la alimentación al horno de planchones es por medio de una grúa y una mesa de rodillos a la entrada de horno; pero por el mismo ritmo de producción es necesario tener asignada dicha grúa.

Esto dificulta disponer de la grúa en otras actividades, por lo que, con el presente ante-proyecto se pretende salvar estas pérdidas de horas-grúa y sus consecuencias, como se expone en el desarrollo del presente trabajo.

Este ante-proyecto ha merecido el apoyo de la Super-intendencia de Producción y Mantenimiento de la planta de Laminación en Caliente de Siderperú, para quienes va mi agradecimiento.

También mi agradecimiento al Ing^o Luis Moreno F. Asesor del presente trabajo por su valiosa colaboración en el desarrollo y culminación del mismo.

Quiero hacer público mi reconocimiento a mi Madre y hermanos(as) quienes siempre me han alentado y apoyado en la culminación de mi carrera profesional.

I N T R O D U C C I O N

La Industria Siderúrgica del Perú, SIDERPERU, fué creada por D.L. 19034 del 16.11.71, es una industria básica, estratégica y de apoyo a la defensa nacional; tiene como objetivo fundamental la satisfacción permanente de las necesidades de productos siderúrgicos de nuestro país, en las mejores condiciones posibles. Con una capacidad nominal de 500,000 toneladas/año. Tiene instaladas y operativas cinco plantas: Alto horno, Acería, No planos, Planos y Hojalat . . .

El presente ante-proyecto de un Apilador de Planchones en la Planta de Productos Planos, para el área de Laminación Caliente, de la Empresa Siderúrgica del Perú, SIDERPERU, es con la finalidad de tener una mayor disposición de las 2 grúas que trabajan en esa zona (Grúa E 30/10 Ton. y Grúa P 30/10 Ton.).

Analizando la forma de producción del área de laminación en caliente se obtiene:

La grúa E se utiliza para evacuar los planchones calientes para escarparlos, y transportarlos a la mesa receptora de entrada al horno de planchones.

La grúa P se utiliza para escarpar planchones y para el transporte de los mismos a la mesa receptora de entrada al horno de planchones.

La mesa receptora de entrada al horno de planchones es tan solo para una capacidad de 5 planchones, los cuales con el ritmo de producción actual, se procesan en 20 minutos; por lo que, constantemente esta mesa tiene que ser alimentada por la grúa, descuidando o-

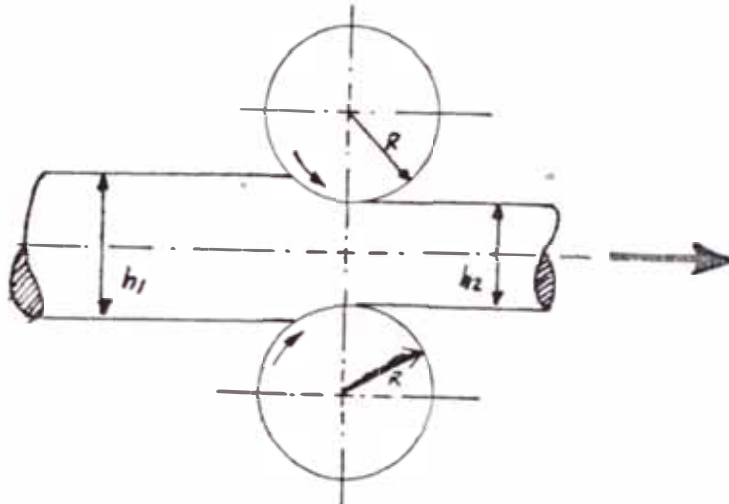
dedicándole menor tiempo a las otras actividades que debe desarrollar, trayendo como consecuencia una disminución de la producción en el proceso de laminación de planchones a bobinas, por falta de planchones escarpados, lo cual se trata de solucionar por medio de este ante-proyecto.

Así mismo, hago notar que en los últimos años se está desviando la producción de bobinas en caliente, para el sistema de Laminación directa, por el significativo ahorro económico que genera; pero la producción por el sistema Cuarto/Steckel, continuará (Anexo :Producción Anual de Productos Planos), por lo que el presente ante proyecto mantiene su vigencia y reportará económicamente a nuestra Empresa.

EL AUTOR

2.0.0. DESCRIPCIÓN DE PROCESOS DE LAMINACIÓN EN CALIENTE

La laminación, es un proceso de deformación de elementos metálicos que tienen lugar al pasar el material entre dos cilindros o rodillos que rotan en sentido contrario, tal como se muestra en el gráfico.



Para que haya laminación, el elemento a ser procesado, debe ser capaz de deformarse plásticamente; es decir, de tomar diferentes formas sin romperse.

En virtud del roce que existe entre la superficie de los cilindros y la del material, éste es "mordido" y obligado a pasar entre los cilindros, disminuyendo su altura y ancho (alargamiento).

2.1.0. PROCESO DE LAMINADO

2.1.1. Clasificación de los Trenes de Laminación, por su Función:

Los principales tipos de trenes de laminación, clasificados por su función, se enumeran en la Tabla #1, puesto que las dimensiones de un Tren de Laminación, depende de la sección transversal del metal que va a ser laminado.

Esta clasificación se amplía perfectamente para definir el tamaño del tren de laminación, los trenes de laminación de perfiles se definen por el diámetro de los cilindros de trabajo, y los trenes de laminación de productos planos, por la longitud de la tabla de los cilindros.

2.1.2 Disposición de los Cilindros en las Cajas:

La disposición de los cilindros en las cajas, depende de la función del Tren de Laminación y de la producción necesaria.

Existen las siguientes clases de cajas:

Con Cilindros Horizontales.-Las cajas con cilindros horizontales son más comunes, existen 3 clases diferentes que se muestra en la Tabla #2.

Con Cilindros Verticales.-Las cajas con cilindros verticales, se emplean para reducir una pieza por los dos lados, cuando no se desea doblarla por su eje. Esta clasificación se muestra en la Tabla #3 (Fig. #1)

Con Cilindros Horizontales y Verticales.-Las cajas con cilindros horizontales y verticales, que también se llaman cajas universales y pueden ser dúos, tríos, cuádruplos. Esta clasificación se muestra en la Tabla #3 (Fig. 2, 3, 4, 5 y 6)

Con Cilindros Inclínados.-Las cajas con cilindros inclinados se emplean para laminar helicoidalmente y es particular para la producción de tubos. Ver Tabla #4.

Diversas Clases de Cajas.-Las cajas poseen disposiciones de los cilindros muy variados. Ver Fig. #7, 8 y 9.

2.1.3. Disposición de las Cajas de Laminación en los Diversos Trenes.

La disposición pueden variar, según sea la función del laminador, el número de pasadas entre los cilindros que se necesitan al

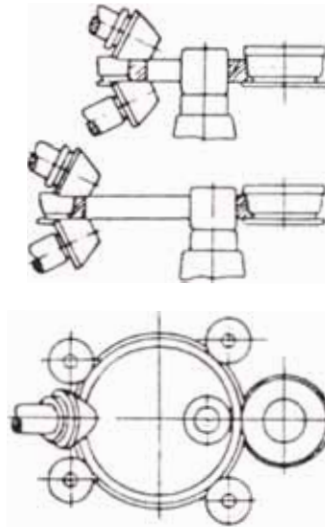


FIG. 7. Disposición de un tren para laminar llantas.

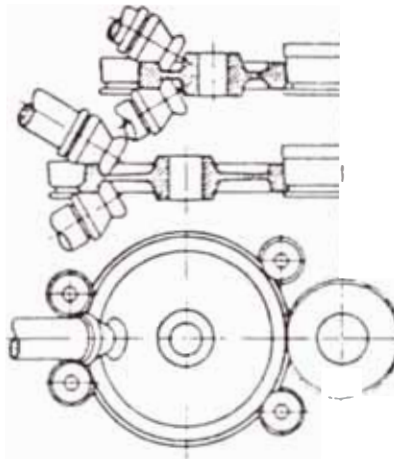


FIG. 8. Disposición de un laminador de discos (ruedas macizas).

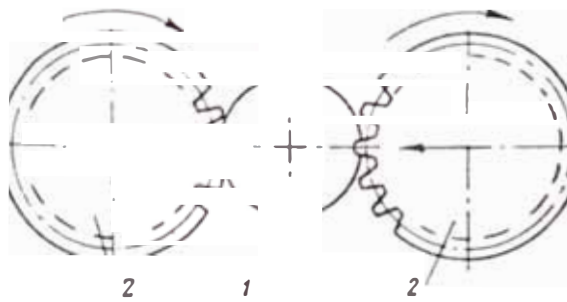


FIG. 9. Disposición de un laminador de piñones: 1, piezas; 2, cilindros.

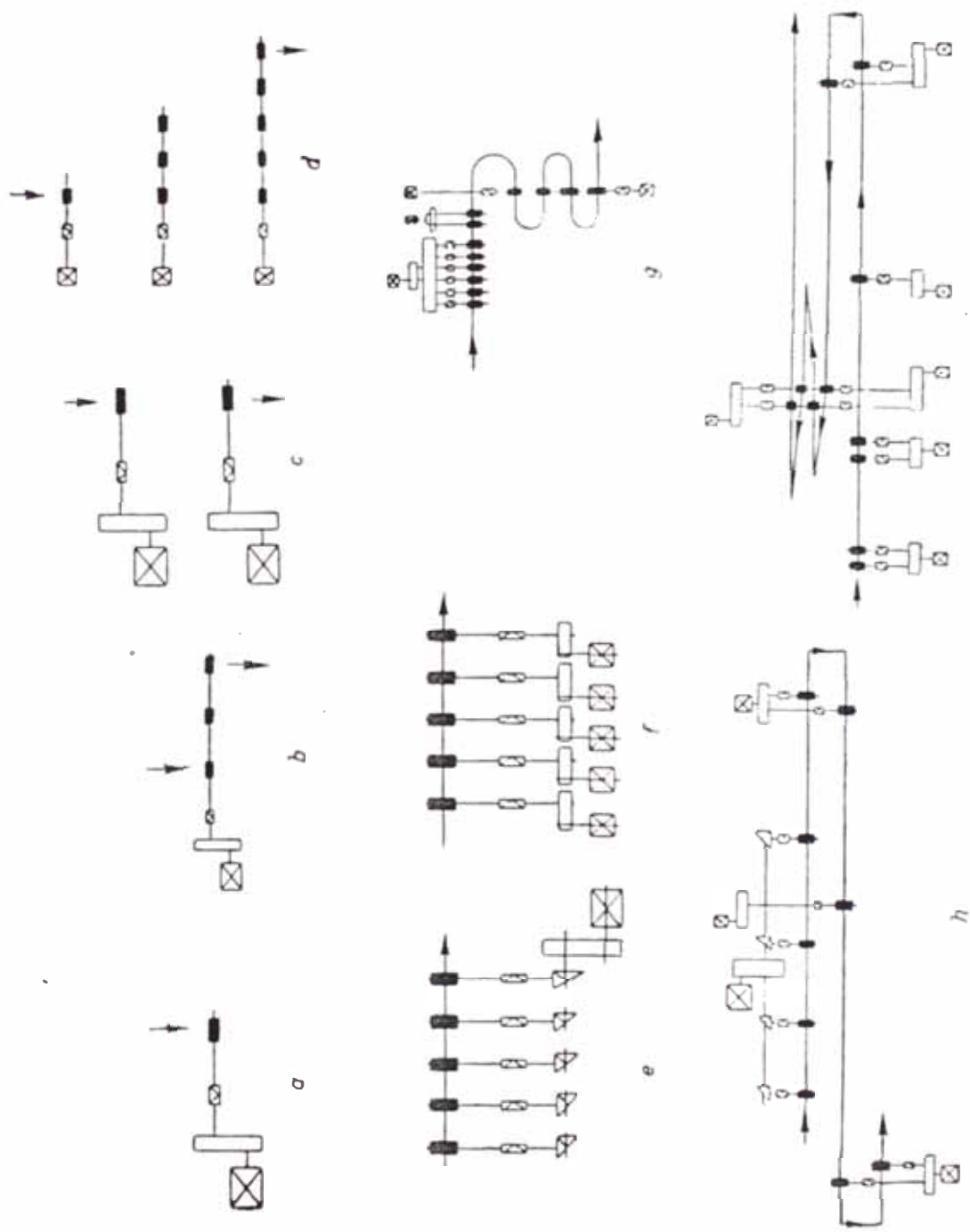


FIG. 10. Colocación de las cajas en los diversos trenes de laminación: a) capa individual; b) en línea; c) dos en tandem; d) escalonado; e) continuo con accionamiento común; f) continuo con accionamiento individual; g) semicontinuo; h) zigzag; i) en tablero de damas.

laminar diversos productos y la producción que se necesita.

Los Trenes de Laminación pueden tener una o varias cajas, como se muestra en la Fig. #10.

2.2.0. PRODUCCION DE LAMINACION PLANOS

Es aquella en que la reducción se realiza sobre un producto en que su ancho es por lo menos diez veces mayor que su espesor.

En la Industria Siderúrgica moderna, ello involucra una diversidad muy grande de equipos, ya sea para laminado en caliente como para laminado en frío, ó se traten de equipos de baja, mediana o gran productividad, y obtener productos en tonelaje, calidades y forma adecuada.

Con el fin de uniformizar designaciones, de una manera simplificada las Fig. #11 y 12, indican los productos y equipos principales laminadores comprendidos en este trabajo.

Los laminadores de productos planos en su esencia, son herramientas de deformación plástica para trabajar sobre la geometría del material (fundamentalmente el espesor); pero también, ser considerados como equipos de proceso de transformación, ya que contienen propiedades metalúrgicas, superficiales y de planitud al material que tratan.

2.2.1. PRODUCTOS DE DESBASTE PLANOS

La obtención de los desbastes planos (planchones), puede ser originada por dos fuentes de técnicas diferentes de producción: el laminador que transforma lingotes a planchon ó la colada continua que pasa directamente de acero líquido a planchón.

El Flujograma, para su obtención, se indica en la Fig. #13, tal como se señala, el destino de la producción puede ser para dos casos específicos:

1.-Transformarlos en bobinas laminadas en caliente, &

2.-Laminarlo como chapa.

El camino y tratamiento que seguirá el planchón, dependerá de su composición química y requerimientos físicos del producto al cual sea aplicado.

2.3.0. LAMINACION DE LINGOTES A PLANCHONES

Es un proceso de deformación plástica del acero en caliente (lingote) a planchón. Los lingotes proceden de la Planta de Acero, cargándose en los hornos de foso (6) en carga fría y caliente, y cuando alcanza la temperatura de laminado (1250 ó 1330°), se procesan en el Tren Laminador Reversible como Dño; finalmente, se evacúan los planchones a través de un carro porta-planchones y un puente grúa, al parque de planchones.

En el siguiente cuadro, se indica el tipo de lingotes y planchones obtenidos.

TIPO LINGOTE	PLANCHON	# DE PASES
	170-200 x 1245 x 1800 x 2150	21
G	(170 x 1245 x 5500)	
(10 Ton.)	95-160 x 1245 x 1800 x 2150	24
A	135 x 1245 x 5500	17
(7.5Ton.)		
B	185 x 940 x 550	21
(8.0Ton.)		
C	185 x 680 x 5500	21
(6. Ton.)		
D	190 x 600 x 5500	17
(6. Ton.)		

Nota: Los tipos de lingote es por peso

2.4.0. LAMINACION DE PLANCHONES A PLANCHAS GRUESAS BRUTAS

Es un proceso de deformación plástica del planchón en caliente a plancha gruesa bruta. Los planchones se cargan al horno de planchones (100 Ton./hr.) y una vez alcanzada la temperatura de laminación (1340°), se evacúa a la mesa de rodillos para su transporte, hasta el tren laminador reversible como Cuarto, donde se reduce al espesor deseado; posteriormente se transporta a la mesa de rodillos de la máquina niveladora, donde se le da la planitud deseada; transfiriéndose luego a la mesa de Transferencia #2, para su posterior evacuación.

En este proceso se emplea el sistema de desescamado.

En el cuadro siguiente, se indica la reducción:

CUADRO DE FABRICACION DE P.G.B. (# de Pases)

ESPESOR		ANCHO			# de PASES
Planchón	P.G.B.	1300	1600	1900	Desescamado
95	6.4	-	10	10	4
130	8.0	-	12	-	4
110	8.0	-	-	10	4
110	9.5	10	-	-	4
130	9.5	-	12	-	5
160	9.5	-	-	14	
160	12.5	10	-	-	5
175	12.5	-	-	14	5
120	12.5	-	12	-	4
125	16.0	9	-	-	5
160	16.0	-	14	14	6
180	20.0	-	-	14	6
200	20.0	10	14	-	5
200	25.0	10	14	14	6
200	30.0	-	-	14	6
200	32.0	10	14	-	6

Nota. P.G.B. = Planchas Gruesas Brutas.

2.1.1. LAMINACION DE PLANCHONES A BOBINAS

Es un proceso de deformación plástica de los planchones de acero en caliente a bobinas. El planchón cuando alcanza la temperatura de laminación (1340°), es evacuado del horno de planchones para su laminado en el Tren Laminador Reversible, como Cuarto, hasta 18 ó 22mm de espesor; luego, esta plancha es despuntada en la cizalla rotativa, para luego ingresar a los hornos (2) de Campana del Tren Laminador Steckel, donde se le dará la reducción respectiva, seguidamente es evacuado a la bobinadora final; finalmente, se evacúa al parque de bobinas.

En este proceso se emplea el sistema de desescamado, tanto en el Tren Laminador Dúo/Cuarto, como en el Tren Steckel.

CUADRO DE LAMINACION DE PLANCHON A BANDA

ESPESOR		NUMERO	NUMERO DE PA-
Planchón	Banda	DE PASES	SES DESESCAMADO
135	18	5	2
170	20-22	7	3
185	18-22	7	3

CUADRO DE FABRICACION DE BOBINAS LAC. (# DE PASES)

ESPEESOR		ANCHO					# DE PASES
Banda	Bobina	1260	960	840	740	640	DESESCAMADO
18	1.8	-	5	-	-	-	1
18	2.0	-	5	-	-	-	1
18	2.3	5	5	-	-	-	1
21	2.3	-	-	5	-	-	2
22	2.3	-	-	-	5	5	2
18	2.5	5	-	-	-	-	1
19	2.5	-	5	-	-	-	2
21	2.5	-	-	5	6	-	2
22	2.5	-	-	-	5	5	2
19	2.8	5	-	-	-	-	2
19	3.0	5	-	-	-	-	2
20	3.0	-	5	-	-	-	2
20	4.5	5	-	-	-	-	2
20	5.0	5	-	-	-	-	2
20	6.4	3	-	-	-	-	
20	8.0	3	-	-	-	-	-

2.4.2. LAMINACION DE LINGOTES A BOBINAS O LAMINACION DIRECTA

Es un proceso de deformación plástica de lingotes de acero en caliente a bobina. Dicho proceso se efectúa en el Tren Laminador Reversible como Dúo.

En este proceso se tiene bastante cuidado con las temperaturas de los lingotes, en los Hornos de Foso (1330°), y en el mismo proceso de laminado, también se emplea el sistema de desescamado en el Tren Laminador Dúo/Cuarto y en el Tren Laminador Steckel.

3.0.0. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE METODOS PROPUESTOS PARA ALI-
VIAR LA CARGA A LA GRUA.

3.1.0. Descripción del Proceso de Alimentación de Planchones al
Horno de Planchones.

Los planchones procedentes del Tren Desbastador Dúo/Cuarto, son transportados por medio de una grúa (30/10 Ton.) al parque de planchones (Zona de enfriamientos), para su inspección, donde son escarpados (Limpieza con equipos de oxi-propano y/o esmerilado); luego, por medio de una grúa (con mecanismo electromagnético), son transportados a la mesa receptora de entrada al horno de planchones, pasando luego a la mesa de carga del horno, donde están ubicados 2 empujadores de planchones, que alimentan al horno de planchones, deslizándose éstos a través de unos tubos-riel dentro del horno. Alcanzada la temperatura de laminación, son evacuados del horno y transportados al Tren Laminador, por medio de una mesa de rodillos.

En el diagrama adjunto, se muestra lo descrito (Fig. #14).

Para mantener la producción continua, sólo es posible mediante el puente grúa, trabajando en forma exclusiva para este fin.

Del "Estudio de Tiempos y Movimientos" realizando, se concluye que el horno necesita una alimentación de 4.44 planchones por hora (Ver Apéndice)

Los planchones empleados son de 2 dimensiones :

Planchones largos	Longitud	: 5100 - 5500 mm.
	Espesor	: 90 - 190 mm.
	Ancho	: 600 - 1245 mm.
Planchones cortos	Longitud	: 1700 - 2150 mm.
	Espesor	: 95 - 200 mm.
	Ancho	: 1270 mm.

El peso máximo de los planchones es de 9 Toneladas.

3.2.0. DESCRIPCIÓN DEL ANTE-PROYECTO

Ante el problema de utilización en forma continua del puente grúa, se da la alternativa que es motivo del presente Ante-Proyecto, de alimentación de planchones al horno, mediante un apilador de planchones, el cual se ubicará a un costado de la mesa receptora de planchones, de manera de tener una utilización menor de la grúa.

En la Fig. #15, se muestra la ubicación de lo propuesto.

El sistema en sí, posee una mesa estructural de acero, en la cual se depositarán 10 planchones, cuya alimentación será en forma discontinua mediante el puente grúa; la mesa estructural tendrá un mecanismo de elevación, para de esta manera poder empujar hacia los rodillos de la mesa receptora de planchones, para luego llegar mediante un segundo empujador (instalado) hacia el horno.

El mecanismo del Ante-Proyecto se puede apreciar en la Fig. #16. Como se puede apreciar en la Fig. #16, el sistema posee una mesa en la que se encuentran los planchones, un mecanismo de elevación de la mesa que puede ser mecánico ó hidráulico, y un empujador de planchones, para la alimentación a la mesa de rodillos.

3.3.0. VENTAJAS DEL SISTEMA PROPUESTO

Mediante este Sistema, se alivia en forma considerable el trabajo de la grúa, de esta forma se tiene la grúa asignada a otros procesos de producción ó mantenimiento, tales como : Apilamiento de planchones, esculpado, mantenimiento de equipos, etc.

-Un mejor aprovechamiento del personal encargado del apilamiento de planchones, esculpado, etc.

Así mismo, se logra una alimentación continua de planchones al

horno, con el consiguiente aprovechamiento de energía,

-Una disminución del mantenimiento de la mesa de rodillos (por los continuos golpes que reciben los rodillos al caer los planchones del puente grúa.), y

-Evitar demoras en la producción de planchones de bobinas.

3.3.1. Desventajas del Sistema Actual:

-El uso frecuente de la grúa en la alimentación de planchones,

-Demora en el apilado de planchones,

-Pérdidas de horas-hombre en el escarpado de planchones,

-Golpeteo por caídas bruscas de los planchones sobre los rodillos de la mesa.

Por estas razones, es conveniente el Ante-Proyecto propuesto; o sea, de un Apilador de Planchones.

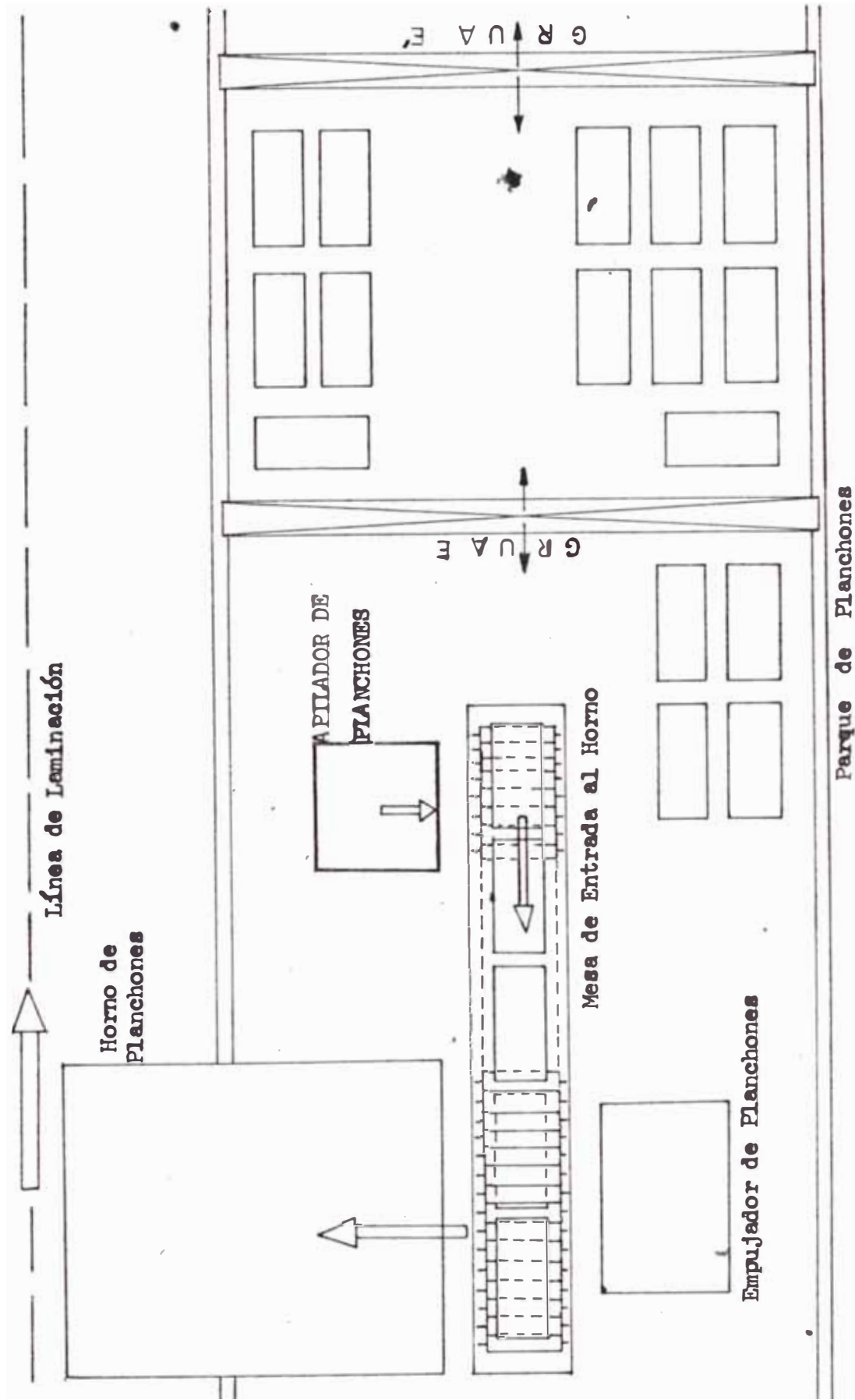


Fig. N°15 UBICACIÓN DEL APIADOR DE PLANCHONES

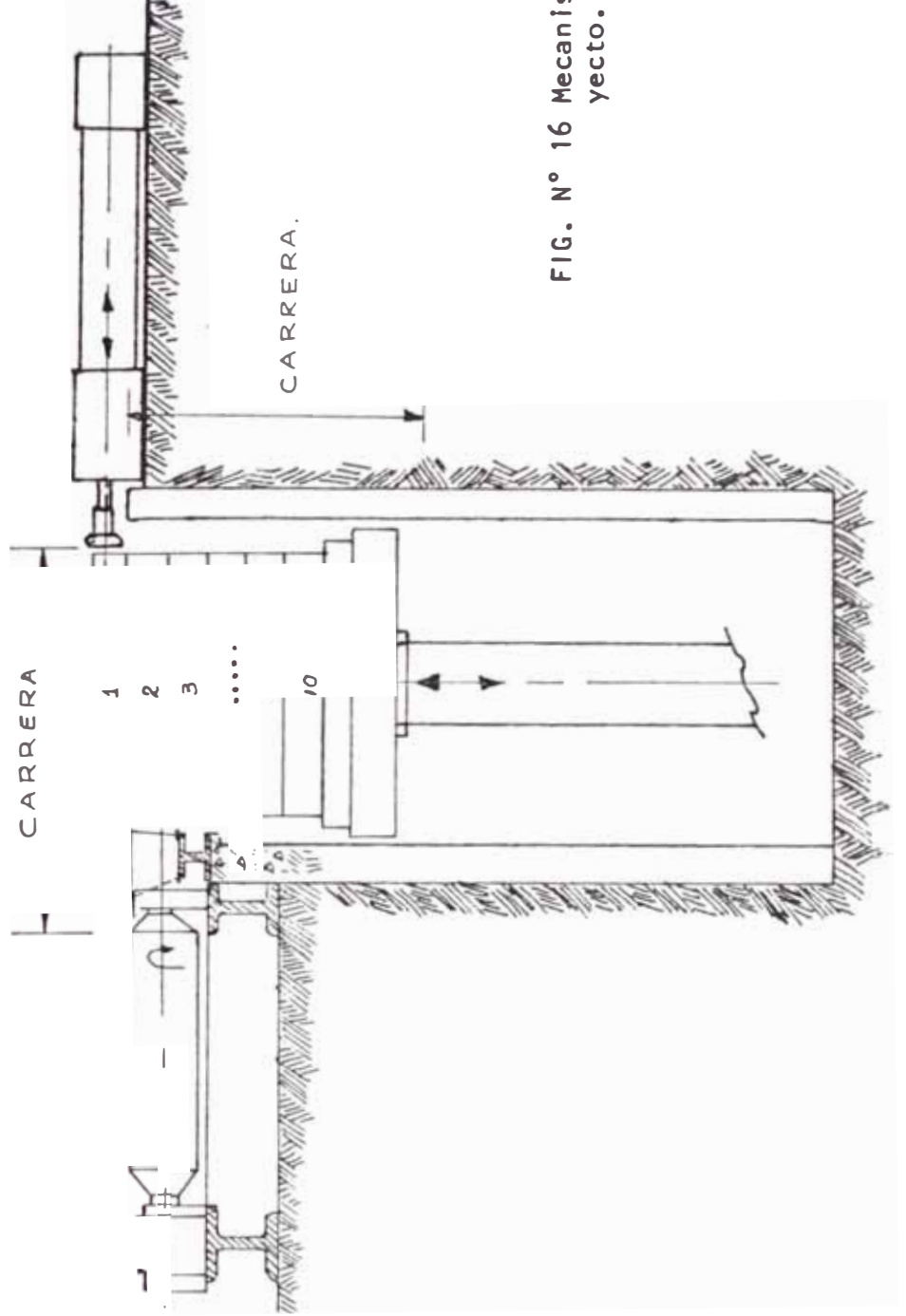


FIG. N° 16 Mecanismo del Ante-proyecto.

4.0.0. METODO PROPUESTO : APILADOR DE PLANCHONES

4.1.0. Mecanismo Mecánico de Alimentación de Planchones

El sistema mecánico de alimentación de planchones, considera un mecanismo de elevación de planchones, mediante un sistema mecánico, conformado por los siguientes equipos:

Mesa estructural receptora de planchones,

Moto-reductor

Mecanismo de transmisión, que contiene dos tornillos de potencia, cuya longitud depende de la carrera vertical, dos coronas, dos ~~sin~~ fines horizontales para transmitir movimiento,

Mecanismo de empuje de los planchones a la mesa de alimentación al horno.

En la Fig.#17, se presenta este mecanismo.

Por el trabajo mismo, necesitará de un motor de corriente continua, para poder controlar la velocidad de desplazamiento vertical con carga ó sin carga.

4.2.0. Mecanismo Hidráulico de Alimentación de Planchones

El sistema hidráulico de alimentación de planchones, posee un mecanismo de elevación de planchones, a base de un sistema hidráulico, que consta de los siguientes equipos:

Mesa estructural receptora de planchones,

Dos pistones hidráulicos (para elevación de la mesa)

Un empujador de planchones (con dos pistones hidráulicos)

Sistema hidráulico de control.

En la Fig.#18 se muestra lo expuesto.

El fluido hidráulico empleado para este sistema, será aceite Pressoll H-32 (Petroperú), este sistema trabajar a una presión de

1500 PSI, y dispondra de su propia central hidráulica.

4.3.0. Analisis Comparativo.

En ambos sistemas se tiene partes comunes, como la mesa estructural de recepción de planchones y la ubicación física de ambos. Por lo tanto, la comparación de ambos sistemas se hará en los siguientes aspectos :

a.- Equipos

En el Sistema Hidráulico; se emplearán pistones especiales para el sistema de levantamiento y para el sistema de empuje. Los equipos tales como, motor, bomba, válvulas, manómetros, tuberías, filtros, etc son de fabricación standard y es factible de adquirirlos en el país.

El fluido hidráulico a emplear es de fabricación nacional.

Es un sistema de mayor precisión, rapidez y de mayor potencia específica.

El control automático es simple.

La eficiencia del sistema es mayor ($>80\%$).

En el Sistema Mecánico; En el sistema de transmisión se necesitarán: tornillos de potencia, coronas, ruedas dentadas, cremalleras, de fabricación especial.

Motores de corriente continua.

En la instalación y/o montaje se requiere de una cimentación especial, tanto para el levantamiento y empuje de la carga, por ser equipos robustos (mayor peso)

El control automático es más complicado.

La eficiencia del sistema mecánico es baja (tornillo sin fin-rueda, tornillos de potencia, etc.); por lo que el motor de accionamiento es grande.

b.- Mantenimiento

Este es uno de los rubros importantes en la elección del sistema, debido a los costos que éstos generan.

Sistema Hidráulico; El mantenimiento se centraría principalmente en los elementos de filtrado, retenes, accesorios de control, etc. El equipo hidráulico seleccionado encaja en la standardización de los equipos actualmente instalados.

Sistema mecánico; Incide en el sistema de lubricación por tener varios puntos de contacto (reductor, sinfín-corona, cremallera, etc.). Asimismo elementos con menor vida útil por el desgaste (corona, tuercas de tornillos de potencia, etc.)

c.- Costos Operativos

Sistema hidráulico; Los costos por depreciación serán mayores los costos por mantenimiento serán menores.

Sistema Mecánico; Los costos por energía eléctrica y mantenimiento son mayores.

4.4.0. Selección del Sistema

De acuerdo a las condiciones de trabajo y las ventajas que nos garantiza, seleccionamos el Sistema Hidráulico, por adaptarse más a nuestras exigencias.

Así mismo, la ejecución del presente Ante-Proyecto, nos garantizará una producción continua, con el consiguiente ahorro de combustible (19.5 Galones/Ton. de Petróleo Bunker)

Además, debemos tener en cuenta que el costo de hora de producción (Planchón-Bobina), es de 7066 \$/hora.

5.0.- CALCULO Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES MECANICOS, ESTRUCTURALES E HIDRAULICOS DEL APILADOR HIDRAULICO DE PLANCHONES

Habiéndose decidido por la alternativa más conveniente, o sea de un apilador de planchones accionado por un sistema hidráulico, su desarrollo se hará en el presente capítulo.

Este sistema está constituido por los siguientes elementos:

5.1.- Una mesa o plataforma receptora de planchones.

5.2.- Sistema hidráulico que consta de :

5.2.1.- Sistema hidráulico del empujador de planchones del accionamiento horizontal y componentes mecánicos.

5.2.2.- Sistema hidráulico del elevador de planchones de accionamiento vertical y componente mecánicos.

5.2.3.- Componentes hidráulicos y mecánicos del sistema :

- Motor eléctrico ; Bomba hidráulica

- Tanque de aceite

Sistema hidráulico de control y accesorios.

5.1.- Diseño de mesa o plataforma receptora de planchones :
Esta mesa metálica servirá para recepcionar y sostener los planchones.

Características principales de los planchones :

PLANCHONES	MEDIDAS (mm.)			PESO (Ton)
	Largo	Ancho	Espesor	
LARGOS	4800	130/190	600/1245	3/9.5
CORTOS	1700	200	1245	3.5

De acuerdo al análisis realizado en el estudio de "Tiempos y movimientos de un planchón" (apéndice), se ha considerado que una carga de 10 planchones largos en el apilador es lo más recomendable; por lo que, el peso máximo que debe soportar la plataforma es :

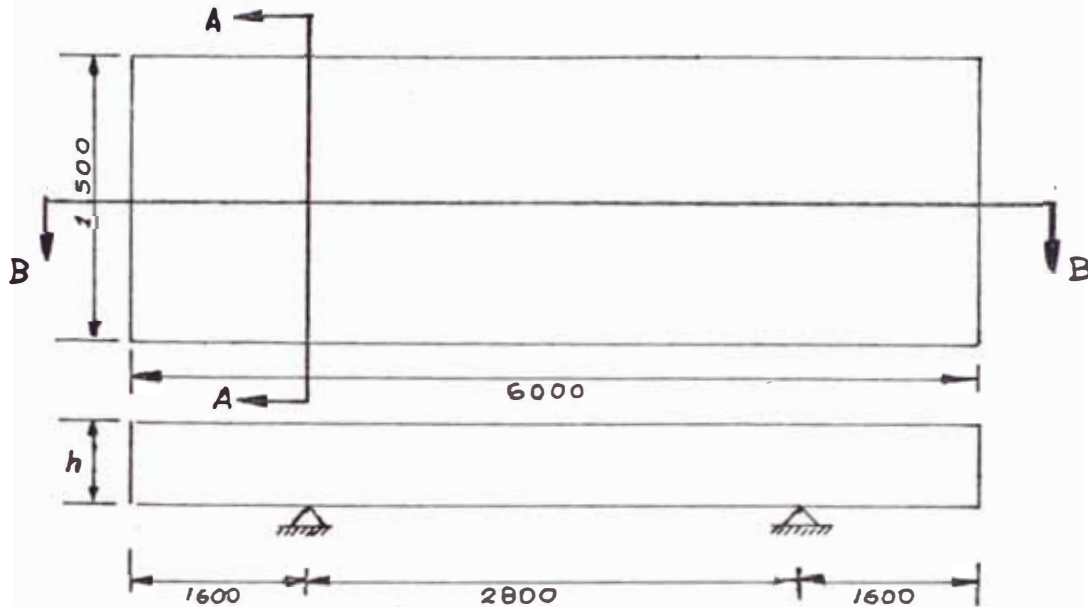
Número de planchas x peso de planchones =

$$10 \times 9.5 = 95 \text{ Ton.}$$

Por facilidad de cálculo, tomaremos 100 Ton = 10⁵ Kg.

La configuración física de la plataforma metálica tendrá la siguiente dimensión de 1245 x 4800 mm, que corresponde a las dimensiones de un planchón largo.

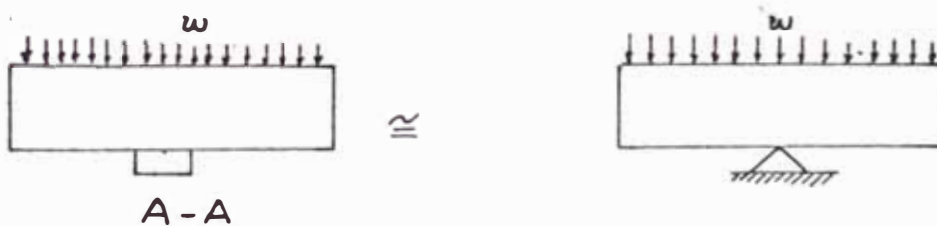
Por lo que, admitiremos las siguientes dimensiones de plataforma metálica a calcular :



Para realizar el diseño de la plataforma metálica, tomaremos 2 secciones que consideramos las más representativas.

5.1.1.- Cálculo de la resistencia de la plataforma en Sección A - A :

Por razones de cálculo se harán las siguientes consideraciones :



La plataforma estará siempre en posición horizontal y la carga que soportará será de 10 planchones más su peso propio, actuará verticalmente y también la carga suponemos que se apoya a través de toda la sección, por eso consideramos carga distribuida. De acuerdo al croquis, notamos que serán dos secciones (apoyos) que soportarán dicho peso, por lo que :

$$W = \frac{P}{2A} + P'$$

Donde :

W : Carga uniformemente distribuida.

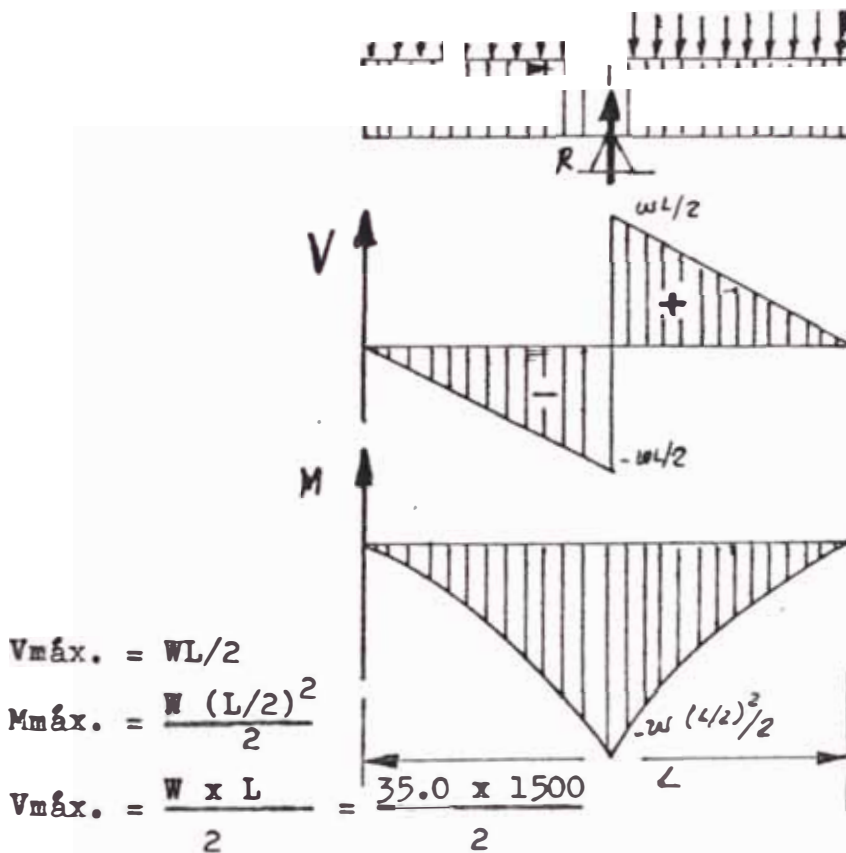
P : Carga debida a los planchones = 100,000 Kg.

A : 1500 mm.

P' : Peso propio de la estructura, asumimos 2,000 Kg.

$$W = \frac{100,000}{2 \times 1500} + \frac{2,000}{1,500} = 35.0 \text{ Kg/mm}$$

Calculamos los momentos flectores y de cortes :



$$V_{\text{máx.}} = WL/2$$

$$M_{\text{máx.}} = \frac{W(L/2)^2}{2}$$

$$V_{\text{máx.}} = \frac{W \times L}{2} = \frac{35.0 \times 1500}{2}$$

$$V_{\text{máx.}} = 26,250 \text{ Kg. (57,750 Lb.)}$$

$$M_{\text{máx.}} = \frac{35 \times (750)^2}{2}$$

$$= 9'843,750 \text{ Kg. mm.} = 852,608 \text{ (Lb-pulg.)}$$

Una vez calculados los momentos, esfuerzo cortante áximos, seleccionaremos el tipo de sección para la mesa metálica :

- Para perfiles laminados compactos, tenemos

Si vemos que para un perfil compacto (A - 36), el esfuerzo permisible.

$$\sigma_b, \text{ es : } \sigma_b = 0.66 \sigma_y = 36,000 \times 0.66$$

$$\sigma_b = 23,760 \text{ Lb/pulg}^2 = 24 \text{ KSI}$$

Cálculo del módulo de sección (S) :

Donde :

M : Momento Máximo

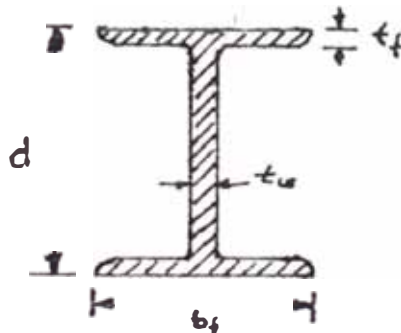
I : Momento de inercia de la sección.

$$S = \frac{M}{\sigma_b} = \frac{I}{c}$$

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_b} = \frac{852,608 \text{ Lbs/pulg.}}{23,760 \text{ Lb/pulg}^2}$$

$$S = 36 \text{ pulg}^3$$

Luego en el "Manual del Steel Construction" seleccionamos un perfil, es en este caso el 12 x 45, cuyo módulo de sección. $S = 58.2 \text{ pul}^3$. y sus dimensiones son :



b_f = ancho del ala = 8.042 pulg

t_f = espesor del ala = 0.576 pulg

t_w = espesor del alma = 0.336 pulg

d = altura del perfil = 12.06 pulg

Verificaciones recomendadas :

a) Se recomienda que $\frac{b_f}{2t_f} \leq \frac{52.5}{\sqrt{F_y}}$; $\frac{b_f}{2t_f} \leq 8.7$

Del manual obtenemos los datos del perfil seleccionado :

$$\frac{8.042}{2 \times 0.576} = 6.98 \leq 8.7$$

b) Se recomienda que $\frac{d}{tw} \leq 67.8$

Del manual obtenemos :

$$\frac{12.06}{0.336} = 36 \leq 67.8$$

c) Verificación por esfuerzo cortante : corte permisible.

$$F_v = 0.40 F_y$$

$$F_v = 0.4 \times 36 = 14.4$$

Se recomienda que.

$$F_v \leq 14.4 \text{ KSi}$$

Luego el corte actuante :

$$F_v = \frac{V_{\text{máx}}}{d \times tw}$$

Del manual obtenemos :

$$F_v = \frac{57,750 \text{ Lbs.}}{12.06 \times 0.336 \text{ in}^2} = 14.25 \text{ Lb/pulg}^2.$$

$$F_v = 14.25 \text{ KSi} < 14.4 \text{ KSi}$$

Considerando la sección total del perfil, tenemos :

$$F_v = \frac{V_{\text{máx}}}{d \times tw + 2(b_f \times t_f)} = \frac{V_{\text{máx}}}{12.06 \times 0.336 + 2(8.042 \times 0.576)}$$

$$F_v = \frac{V_{\text{máx}}}{4.05216 + 9.264384} = \frac{57,200}{13.316544} = 4295.41$$

$$4.3 < 14.4 \text{ KSi}$$

d- Cálculo de la flecha máximo ($Y_{\text{máx}}$) :

$$Y_{\text{máx}} = - \frac{1}{8} \frac{WL^3}{EI} = - \frac{35 \text{ Kg/mm} (750 \text{ mm})^3}{8 \times 351 \text{ in}^4 \times 2.1 \times 10^6 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$= \frac{48.13}{10^6} \approx 5 \times 10^{-5}$$

Se considera :

$$Y_{\text{máx}} \leq \frac{L/2}{1200}$$

$$\leq \frac{750/2}{1200} = 0.3125$$

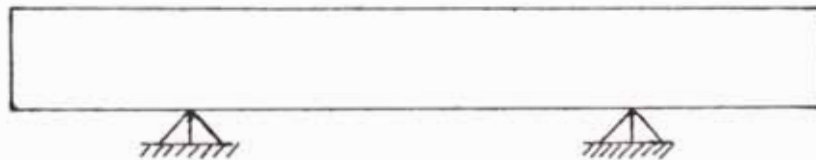
$$Y_{\text{máx}} = 5 \times 10^{-5} < 0.3125$$

Por lo que concluimos que debemos usar el perfil seleccionado :

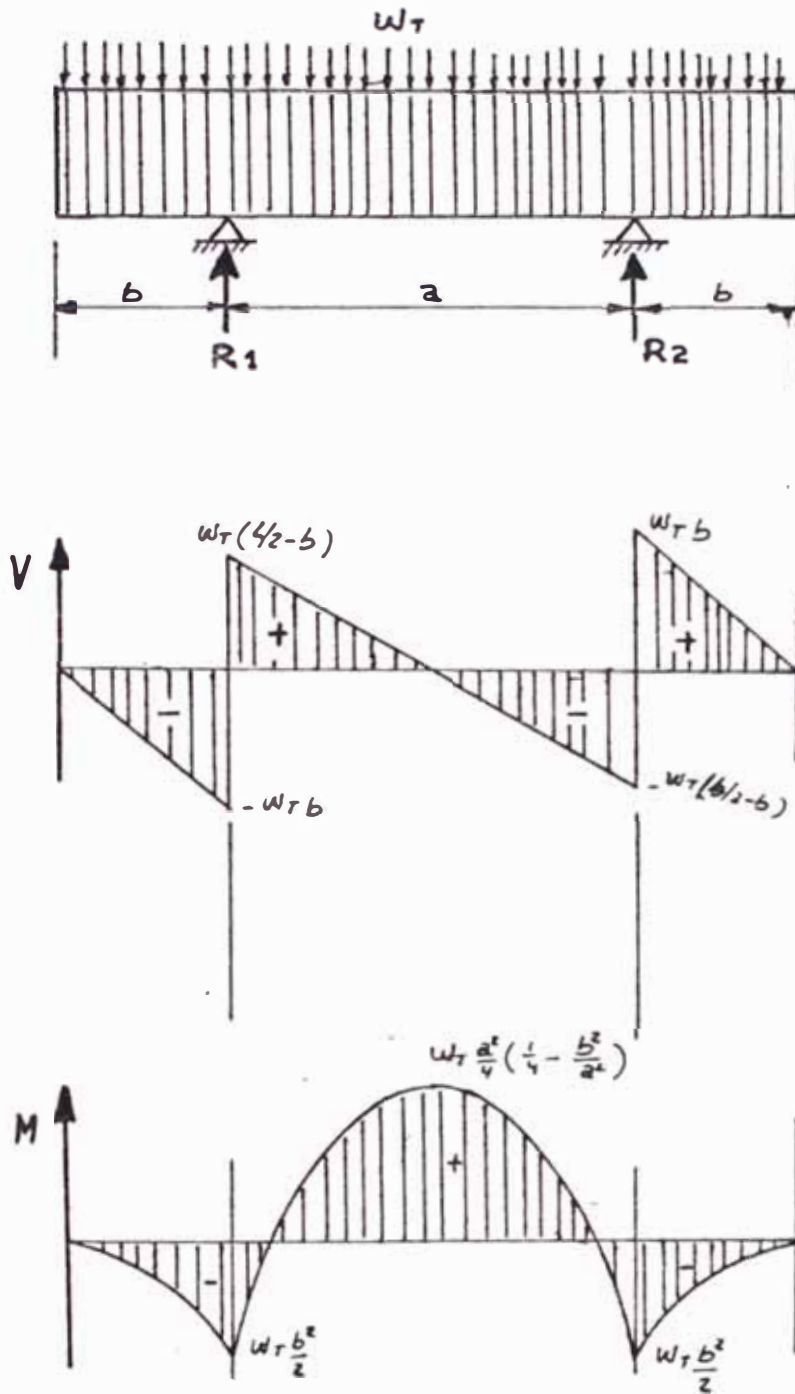
W 12 x 45

5.1.2.- Cálculo de la Resistencia de la Plataforma en la Sección B - B.

En la forma esquemática se puede graficar la Sección B - B de la siguiente manera :



B-B.



Donde :

$$L : 6,000 \text{ mm. (236.22 pulg)}$$

$$a : 2,800 \text{ mm. (110.24 pulg)}$$

$$b : 1,600 \text{ mm. (63 pulg)}$$

Cálculo de las reacciones R_1 y R_2 :

$$R_1 = R_2 = \frac{w_T \times L}{2} \quad (1)$$

Cálculo de W_t :

$$W_t = \frac{P}{2A} + P'$$

Donde :

W_t : Carga uniformemente distribuida Kg/mm, o Lb/pulg.

P : Carga debida a los planchones = 100,000 Kg.
(22 x 10⁴ Lb.)

A : 6,000 mm. (236.22 pulg.).

P' : Peso propio de la estructura, asumiendo 5000 Kg.
(11 x 10³ Lb.).

$$\begin{aligned} W_t &= \frac{100,000}{2 \times 6000} + \frac{5,000}{6,000} \\ &= 8.33 + 0.833 = 9.16 \text{ Kg/mm. (512 Lb/pulg.).} \end{aligned}$$

Reemplazando en (1)

$$\begin{aligned} R_1 = R_2 &= \frac{W_t \times L}{2} \\ &= \frac{9.16 \times 6000}{2} \\ &= 27,500 \text{ Kg. (60,500 Lb):} \end{aligned}$$

Cálculo del máximo esfuerzo cortante ($V_{\text{máx.}}$) :

$$\begin{aligned} -W_t \left(\frac{L}{2} - b \right) &= 9.16 \left(\frac{6000}{2} - 1600 \right) \\ &= 12,840 \text{ Kg. (28,213 Lb.)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -W_t b &= 9.16 \times 1600 \\ &= 14,656 \text{ Kg. (32,243 Lbs).} \end{aligned}$$

$$V_{\text{máx.}} = 12,840 + 14,656 = 27,500 \text{ Kg.}$$

$$V_{\text{máx.}} = 27,500 \text{ Kg. (60,500 Lb.)}$$

Cálculo del momento máximo ($M_{\text{máx.}}$) :

$$\frac{Wt a^2}{2} \left(\frac{1}{4} - \frac{b^2}{a^2} \right) = 9.16 \times \frac{2800^2}{2} \left(\frac{1}{4} - \frac{1600^2}{2800^2} \right)$$

$$= 5'494,821 \text{ Kg mm. (475,930 Lb/pulg)}$$

$$\frac{Wt b^2}{2} = 9.16 \times \frac{1600^2}{2}$$

$$= 11'724,800 \text{ Kg/mm. (84,628 Lb/pie)}$$

Luego el momento máximo será :

$$M_{\text{máx}} = 11'724,800 \text{ Kg/mm. (84,628 Lb/pie)}$$

- Selección de un perfil compacto :

Para perfiles compactos y A-36, tenemos que el esfuerzo permisible σ_b , es :

$$\sigma_b = 0.66 \sigma_y = 0.66 \times 36000$$

$$= 23,760 \text{ Lb/pulg}^2 \approx 24 \text{ KSi}$$

Cálculo del módulo de Sección (S) :

Donde :

M = Momento Máximo

I = Momento de Inercia de la Sección.

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_b} = \frac{I}{C}$$

$$S = \frac{84,628 \text{ Lbs/pie}}{23,760 \text{ Lbs/pulg}^2}$$

$$S = 43 \text{ pulg}^3$$

Del manual "Steel Construction" seleccionamos el perfil :

S.12 x 40.8, sus dimensiones principales son :

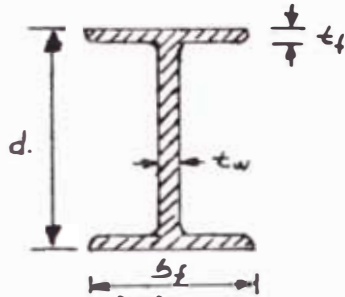
Donde :

b_f = ancho del ala = 5.252 pulg.

t_f = espesor del ala = 0.659 pulg.

t_w = espesor del alma = 0.472 pulg.

d = altura del perfil = 12 pulg.



Verificaciones recomendadas :

a) Se recomienda que $\frac{b_f}{2t_f} \leq 8.7$ para perfiles estructurales compactos.

$$\text{Del manual : } \frac{5.252}{2 \times 0.659} = 4 \leq 8.7$$

b) Se recomienda que $\frac{d}{t_w} \leq 67.8$ para perfiles estructurales compactos :

$$\text{Del Manual : } \frac{12.0}{0.472} = 25.4 < 67.8$$

c) Verificación por esfuerzo cortante :

Se recomienda que $f_v \leq 14.4$ KSi

$$\text{Luego, } F_v = \frac{V_{\text{máx}}}{d \times t_w}$$

$$F_v = \frac{60,500 \text{ Lbs}}{12.0 \times 0.472} = 10,682$$

$$F_v = 11.0 \text{ KSi} < 14.4 \text{ KSi}$$

Considerando la sección total del perfil :

$$F_v = \frac{V_{\text{máx}}}{d \times t_w + 2(b_f \times t_f)} = \frac{V_{\text{máx}}}{12 \times 0.472 + 2(5.252 \times 0.659)}$$

$$F_v = \frac{60,500 \text{ Lb}}{12.586} = 4.81 \text{ KSI}$$

$$F_v = 4.81 < 14.4 \text{ KSI}$$

d.- Cálculo de la flecha máxima ($Y_{\text{máx}}$)

$$Y_{\text{máx}} = \frac{5 w l^3}{384 E I}$$

$$= \frac{5 \times 9.16(1600)^3 \text{ Kg/mm} \times \text{mm}^3}{2.1 \times 10^6 \text{ Kg/mm}^2 \times 384 \times 272 \text{ pulg}^4 \times \frac{(25.4)^4 \text{mm}^4}{\text{I pulg}^4}}$$

$$= 2.054 \times 10^{-6}$$

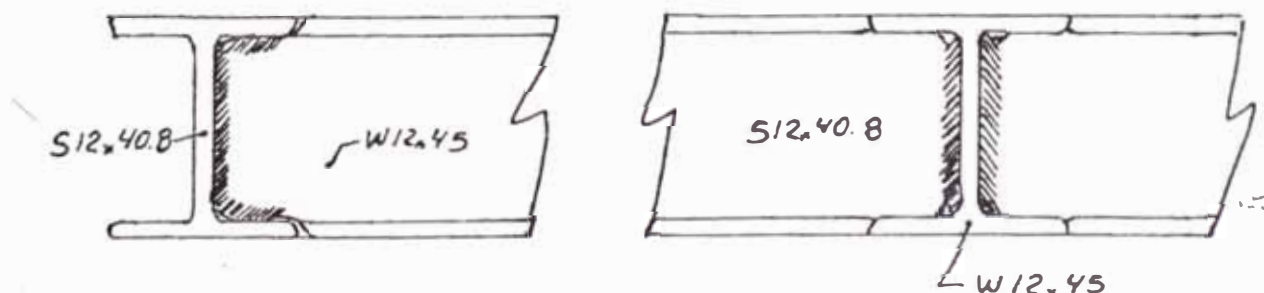
$$Y_{\text{máx}} = 2.054 \times 10^{-6} < \frac{L/2}{1200} = 0.67$$

$$= 2.054 \times 10^{-6} < 0.67$$

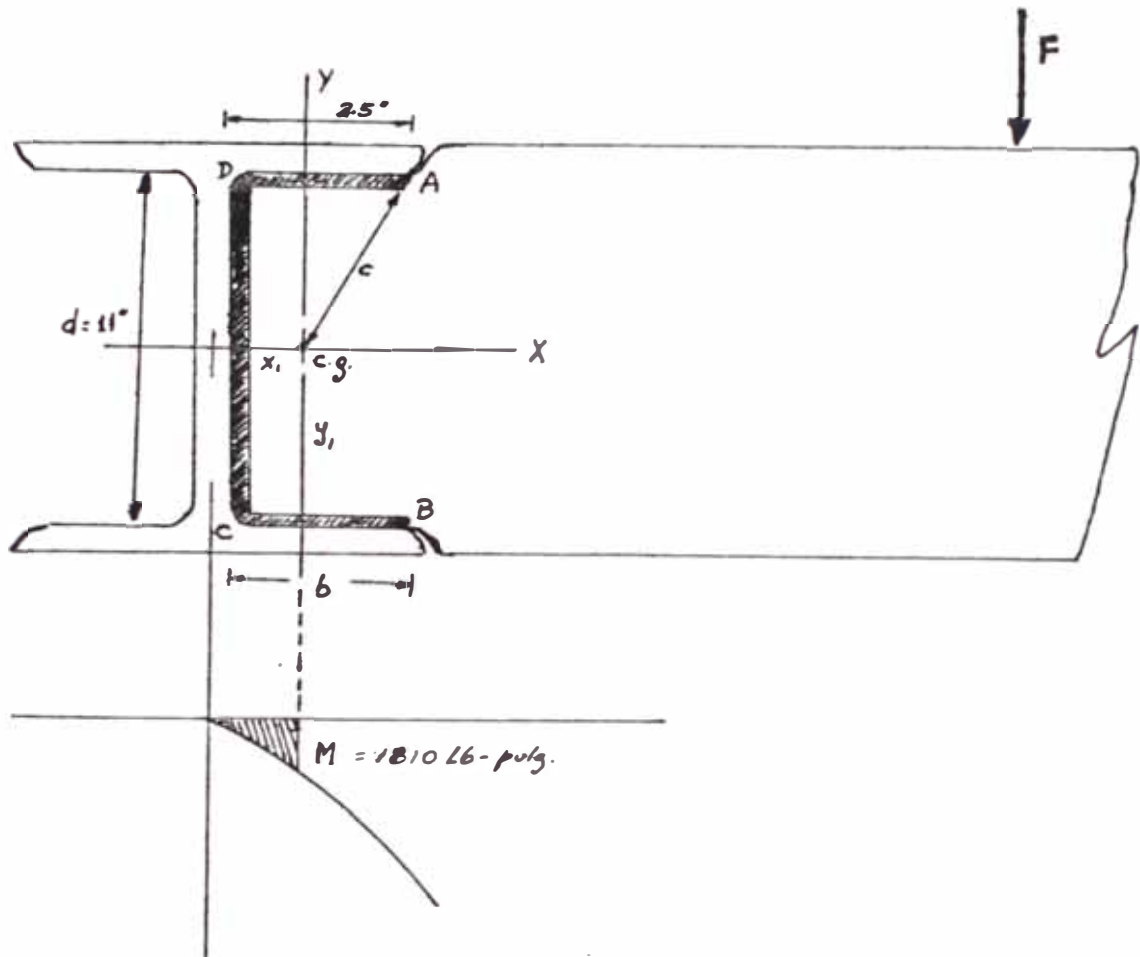
Por lo que el perfil seleccionado es el adecuado, osea S 12 x 40.8. Entonces la plataforma receptora de planchones tendrá la forma indicada es el plano PLAC - 100, osea dos tipos de perfiles compactos que son W 12 x 45 y S 12 x 40.8. La unión de ambos perfiles se rán por medio de soldadura cuyo detalle se indica :

5.1.3.- CALCULO DE LA SOLDADURA

Los perfiles principales de la plataforma irán soldados de la siguiente manera :



Lo aproximamos de la siguiente manera para facilidad del cálculo :



Determinamos el centro de gravedad de la soldadura, considerando como una línea :

$$y_1 = 12/2 = 6 \text{ (por simetría)}$$

$$x_1 = \frac{b^2}{2b \times d} \quad x_1 = \frac{2.5^2}{2 \times 2.5 + 11} = \frac{6.25}{16}$$

$$x_1 = 0.40 \text{ pulg.}$$

En el centro de la gravedad actuará un par ó momento, que de acuerdo al diagrama de momento será igual :

$$M = \frac{W \times X_c^2}{2} = \frac{35 \times (10.16)^2}{2}$$

$$M = 1810 \text{ Lb}\cdot\text{pulg.}$$

Cálculo de momento polar de inercia de la soldadura :

$$J_w = \frac{(26 + d)^2}{12} - \frac{b^2 (b + d)^2}{2b + d}$$

$$= \frac{(2 \times 2.5 + 11)^3}{12} - \frac{2.5^2 (2.5 + 11)^2}{2 \times 2.5 + 11}$$

$$= 341.33 - 71$$

$$J_w = 270 \text{ pulg}^3.$$

Cálculo de la carga de torsión, f , en punto A, B :

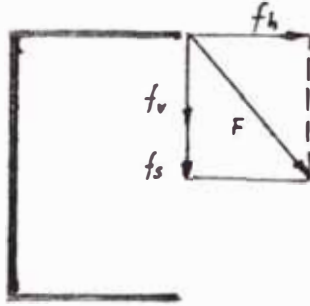
$$f = \frac{Mc}{J_w} = \frac{1810 \times 5.9}{270} = 40 \text{ Lb/pulg.}$$

Cálculo de lo componente horizontal :

$$f_h = \frac{d/2}{c} \times 40 = 38$$

Componente Vertical : Para el caso más crítico consideramos la fuerza cortante en el punto A.

$$f_v = \frac{53 \times 35}{2} = 935$$



La fuerza vertical aplicada en el centro de gravedad es igual a : 180 Lbs y esta fuerza está distribuida uniformemente sobre la soldadura y produce una carga de :

$$\frac{180}{2.5 \times 2 + 11} = 12 \text{ Lb/pulg}$$

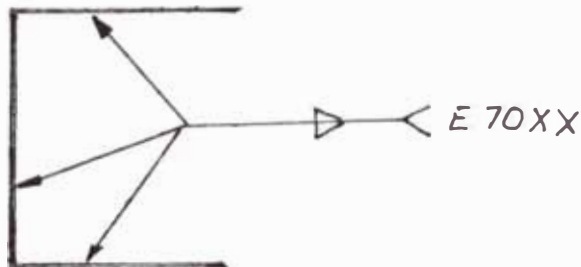
$$F = \sqrt{f_h^2 + (f_v + f_s)^2} = \sqrt{38^2 + (935 + 12)^2}$$

$$F = 950 \text{ Lb/pulg.}$$

Cálculo de longitud de soldadura (w_s)

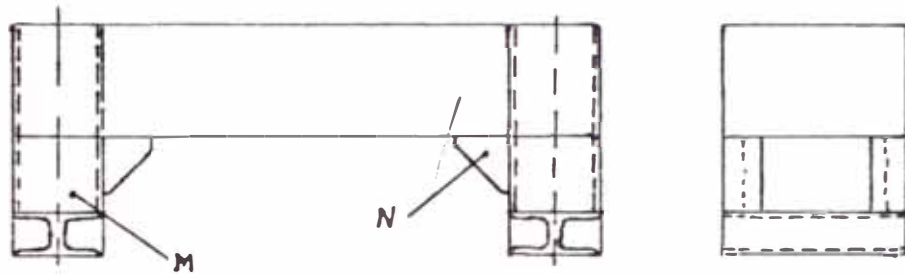
$$w_s = \frac{F}{f_{\text{permis.}}} = \frac{950}{9600} = 0.10 \text{ pulg.}$$

Lo que se concluye que podemos usar como máximo $w_s = 1/8$



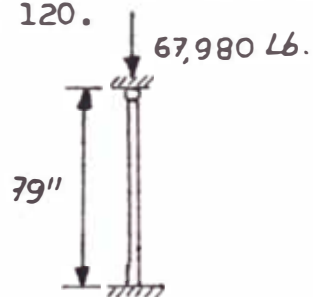
5.1.4.- Por consideraciones constructivas y operativas se han adicionado refuerzos para facilitar el montaje y mantenimiento.

En el caso de hacer el mantenimiento de los pistones (mantenimiento cíclico ó que reparación de averías, etc) hemos considerado conveniente poner cuatro apoyos en los extremos de la mesa, como se indica en el diagrama :



Estas columnas cortas (M) (4) soportarían el peso total en el caso más crítico sería 123,600 Kg (272,000 Lbs), cada uno soportaría 30,900 Kg (67,980 Lbs).

Hacemos un cálculo para saber si está en el rango de la columna corta, $30 < le/k < 120$.



$$\frac{le}{k} = \frac{0.8 \times L}{I/A} = \frac{0.8 \times 79 \text{ pulg}}{58.2 / 13.2 \text{ pulg}^3 / \text{pulg}^2}$$

$$\frac{l_2}{k} = 15, \text{ notándose en contrarse fuera del rango de } 30 < le/k < 120, \text{ osea corresponde a zona de compresión y el cálculo de la fuerza de compresión :}$$

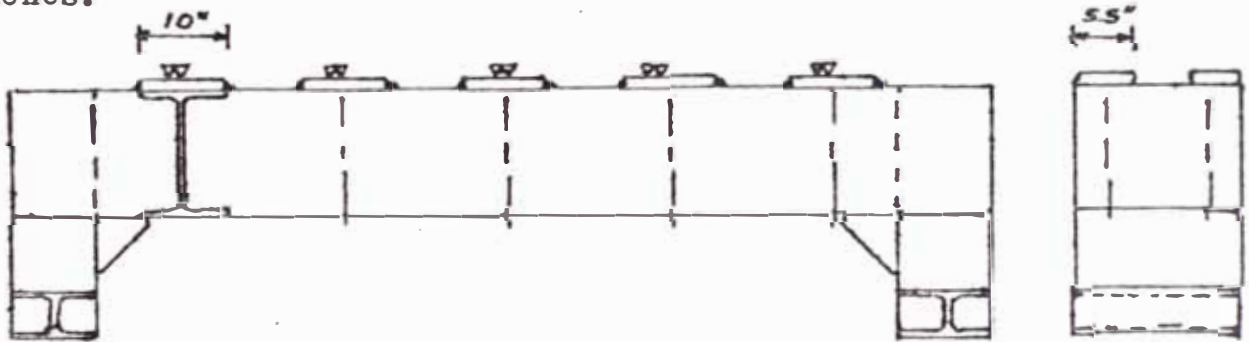
$$\sigma_k = \frac{F}{A} = \frac{67,980 \text{ Lbs}}{13.2 \text{ pulg}^2} = 5150 \text{ Lb/pulg}^2$$

y como estos perfiles compactos en su esfuerzo permisible es

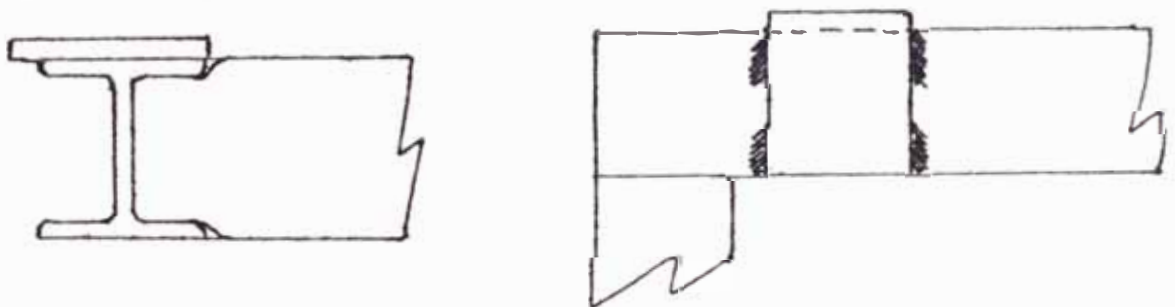
$\sigma = 24,000 \text{ Lb/pulg}^2 > \sigma_k = 5150 \text{ Lb/pulg}^2$, el perfil elegido $w 12 \times 45$ es correcto.

Asimismo insertamos las carteras (N) de las columnas cortas a los perfiles largos de la mesa para darle mayor seguridad, indicados en el diagrama como referencia.

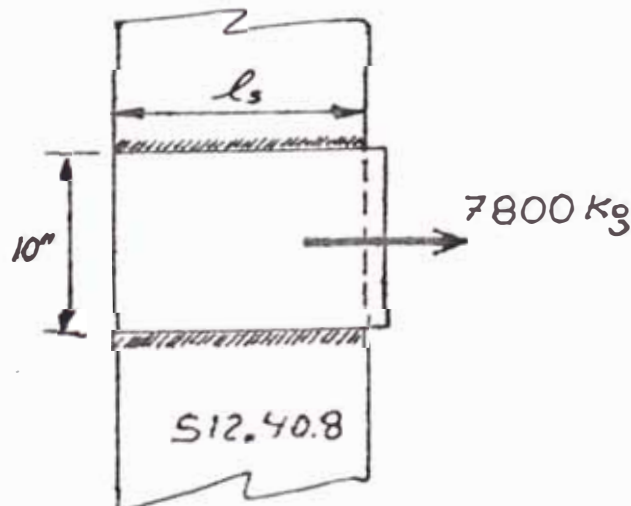
Para darle mayor vida útil a la plataforma metálica, hemos considerado colocar platinas de desgaste maquinados en su superficie de dimensiones aproximados de $1" \times 5.5" \times 10"$ que irán soldadas en la parte superior del perfil S 12×40.8 , como se indica y que servirán para su ubicación uniforme de los planchones.



En el siguiente grafico se indicaran



Cálculo de la soldadura : Para el cálculo consideramos la siguiente disposición; el cordon de soldadura estará sometido a corte, debido al desplazamiento de los planchones.



Para un electrodo E 70 XX.

$$w_{sm\acute{a}x} \cong 1" \times 3/4" = 3/4 \text{ pulg.}$$

Debido a que la carga es baja, tomamos como $w_s = 5/16$, cuyo $f = 3500 \text{ Lb/pulg}$ para un electrodo E 70 XX.

Cálculo de longitud del cordón (l_s) :

$$l_s = \frac{7800 \times 2.2 \text{ Lbs}}{2 \times 3500 \text{ Lbs/pulg}} = 2.5"$$

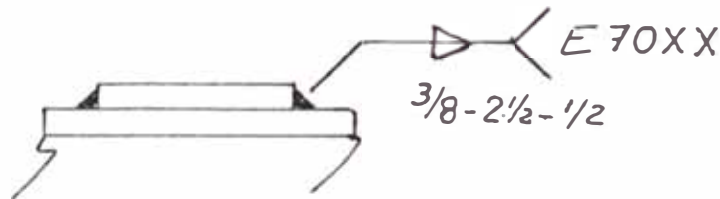
Como la fuerza es menor que la que puede soportar la soldadura de filete continua, usaremos soldadura de filete intermitente

$\therefore l_s \geq 4w$ ó $l_s \geq 1.1/2$ (referencia "especificaciones AISC - 63 para soldadura de filete").

$$l_s = 4 \times \frac{5}{16} = 1.1/4$$

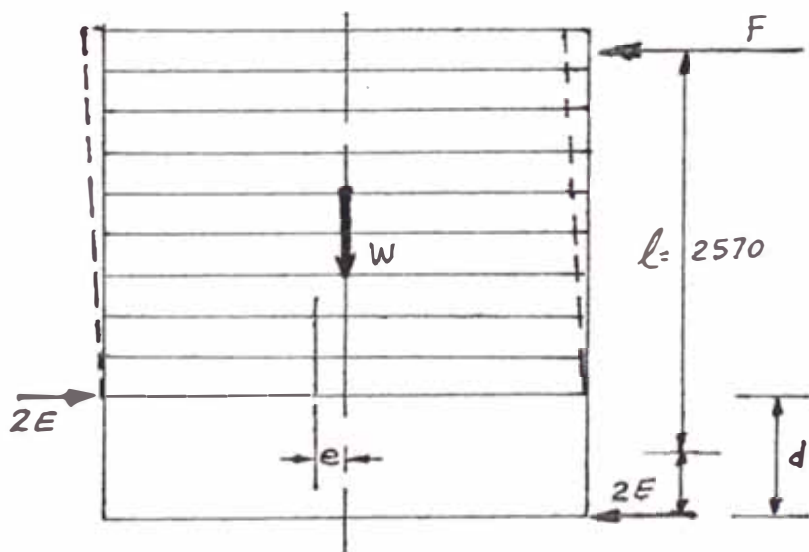
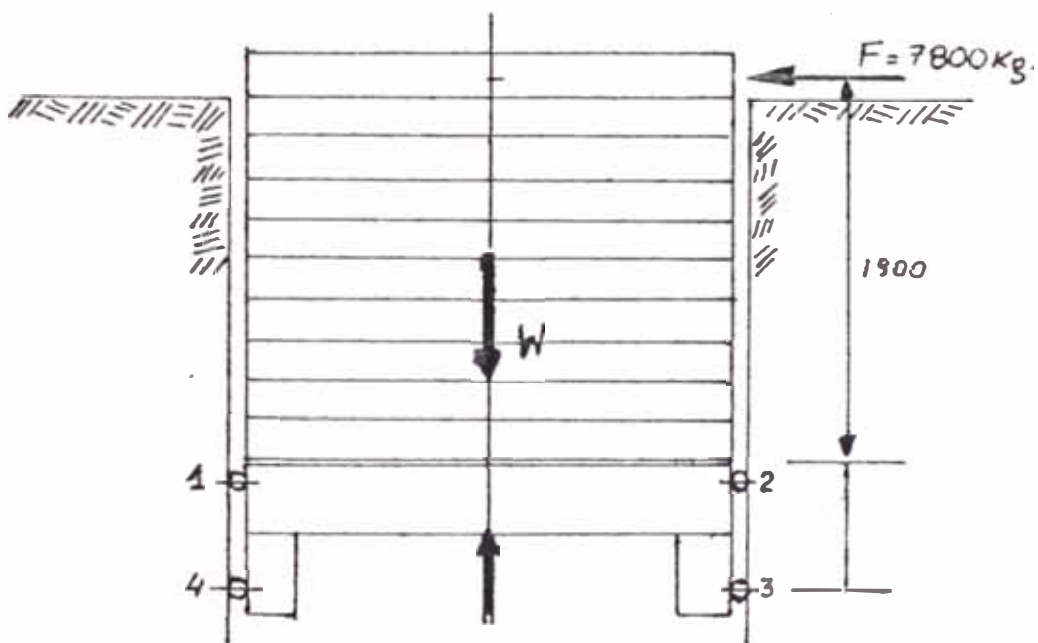
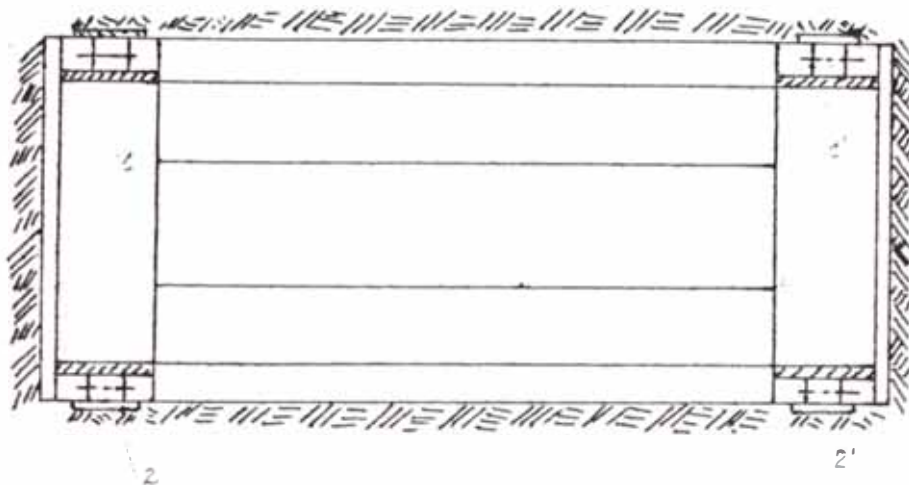
$$l_s = 2 \ 1/2 > 1.1/4$$

entonces el diseño de la junta es la siguiente :



5.1.5.- Guías de desplazamiento :

En la plataforma metálica también hemos considerado la colocación de guías cuyo detalle se adjunta que servirá para facilitar el desplazamiento vertical y autoalineamiento de la plataforma y evitar principalmente el golpeteo a los pistones hidráulicos.



Disposición de la cargas :

$$W = 100 \text{ Ton.}$$

La fuerza (F) a 7800 Kg que corresponde a la fuerza del empujador de planchones origina un momento que será observado en los puntos 1 y 3, que serán más críticos.

Asimismo el juego que hay entre las dimensiones de la plataforma y planchones (excentricidad de la carga) también originaria un momento, $2e = 1500 - 1250 = 250$

$$e = 125 \text{ mm.}$$

$$F \times l + W \times e = 2E \times d$$

$$7800 \text{ Kg} \times 2.57 + 100,000 \times 0.125 = 2E \times 2$$

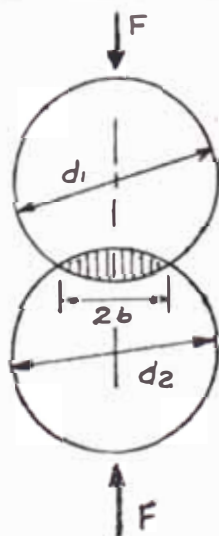
$$E = \frac{7800 \times 2.57 + 100,000 \times 0.125}{4}$$

$$E = \frac{20,046 + 12,500}{4} = \frac{32546}{4}$$

$$E = 8135 \text{ Kg}$$

Esta fuerza "E" actuarán en los rodillos ubicados en los puntos 1, 2, 3, 4.

El contacto de estos rodillos serian contra una placa de desgaste que le servirian como pista de rodadura, según la teoría de "Tensiones de contacto de HERTZ para superficies cilíndrica", el área de contacto es un rectángulo estrecho de semi-anchura b'' , cuyo disposición es la siguiente :



Si l es la longitud de las superficies de contacto, la semi-anchura es :

$$b = \sqrt{\frac{2F (1 - \mu^2)}{\pi l} \frac{1/E_1 + 1/E_2}{1/d + 1/d_2}}$$

Para nuestro caso :

d_1 : diametro del rodillo (calcular)

d_2 : es una placa, entonces $d_2 \approx \infty$

μ : coeficiente de poisson = 0.33

E_1, E_2 : módulo de elasticidad del acero

$$b = \sqrt{\frac{2F (1 - \mu^2) (2/E)}{\pi l (1/d_1)}} = \sqrt{\frac{4F (1 - \mu^2) d_1}{\pi l E}}$$

$$b = \sqrt{\frac{4F (1 - 0.33^2) d_1}{\pi l \times 2.1 \times 10^6}} = \frac{12.3 \sqrt{d}}{10^3}$$

Suponiendo $l = 150$ mm.

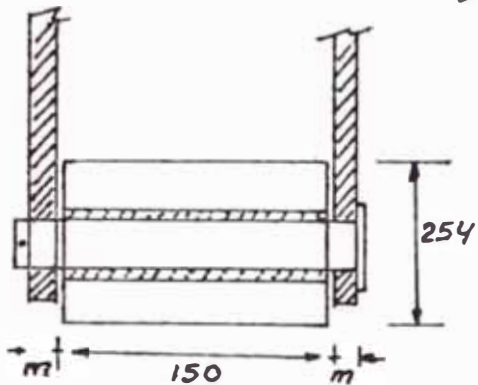
Si tenemos $d = 10'' = 254$ cm, tenemos $b = 0.062$.

Cálculo de la presión de contacto máximo

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 \times 8135}{\pi \times 0.062 \times 15} = 5\,572 \text{ kg/cm}^2$$

Seleccionamos de acuerdo a la tensión de compresión máxima del material, un acero Ck - 45 tratado técnicamente (templado y revenido) $13,500 \text{ Kg/cm}^2$.

Estos rodillos de $\phi_e = 254$ mm x 150 mm, llevarán pines con bocina de bronce :

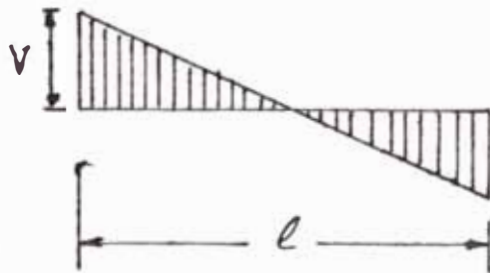


$$V = \frac{wl}{2} = \frac{542 \times 15}{2}$$

$$V = 4065 \text{ Kg.}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{w (l/2)^2}{2} = \frac{542 \times (7.5)^2}{2}$$

$$M_{\text{máx}} = 15,240$$



Cálculo del diámetro del pin :

diámetro del pin (d); : Este pin (eje) irá fijo por lo que es tará sometido a un esfuerzo por flexión pulsante :

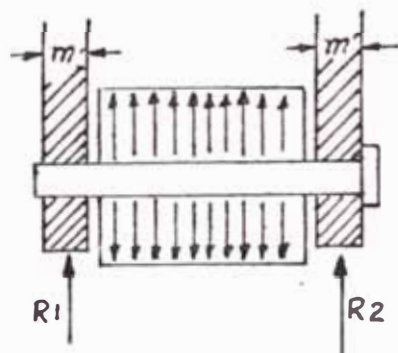
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{máx}}}{\pi \sigma_{\text{admisible}}}}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{4200}{\text{factor seguridad}} = \frac{4200}{4} = 1050 \text{ Kg/cm}^2$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 15,240}{\pi \times 1050}} = \sqrt[3]{148}$$

$$d = 5.25 \text{ cm.}$$

$$R_1 = R_2 = 5065$$



$d \times m$: área de aplastamiento de la placa donde va alojado el pin :

$$\frac{R_1}{d \times m} \leq \text{Presión admisible por aplastamiento}$$

$$\frac{4065}{5.25 \times m} = 650 \text{ Kg/cm}^2 \text{ para un acero St 37 } m = \frac{4065}{650 \times 5.25} = 12$$

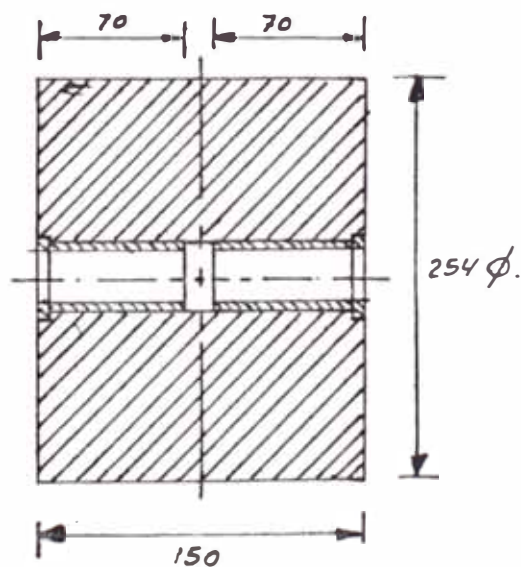
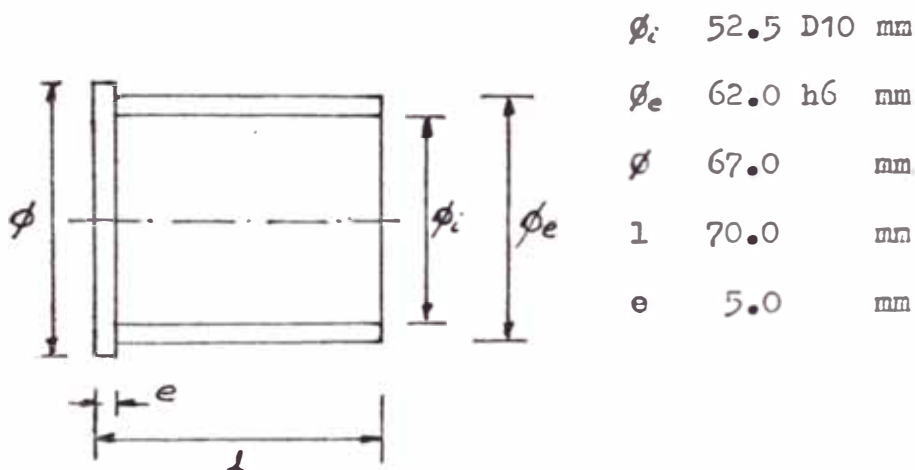
$$m = 1.2 \text{ cm.}$$

Selección de la Bocina de bronce:

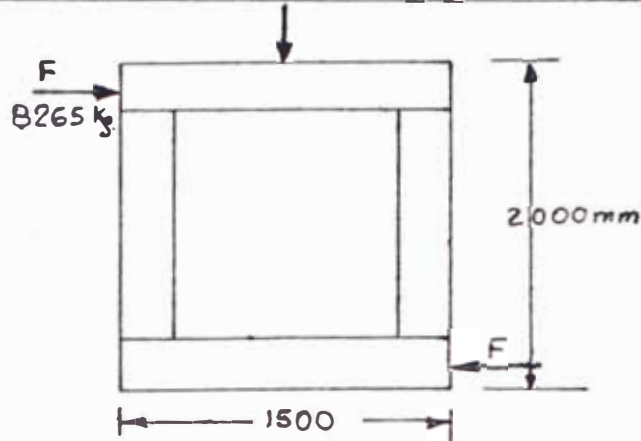
De acuerdo a las condiciones de trabajo del "Atlas de Construcciones de Máquinas y Elementos" para un ϕ de 52 mm, nos recomienda usar bocinas de bronce hasta una longitud de 30 a 110mm y con un espesor de 5mm como máximo.

Como el rodillo tiene una longitud de 150 mm, entonces usaremos 2 bocinas con tope en los extremos para facilidad de montaje y separadas 10mm para la lubricación. La calidad del bronce a emplear es un SAE 62.

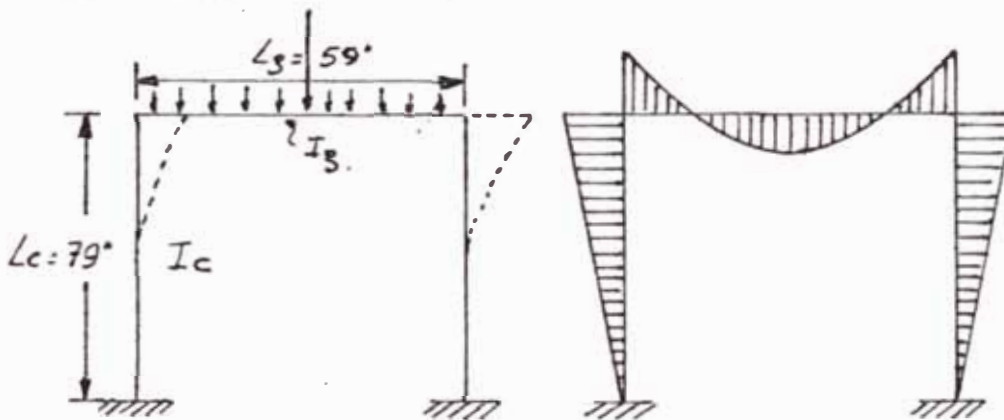
Las dimensiones de la bocina son las siguientes:



Cálculo de la columna cortas de apoyo a la mesa :



Para facilidades del cálculo, los consideramos como un pórtico no arriostrado de configuración siguiente :



Los perfiles serán los mismos de la mesa, osea W 12 x 45 y S 12 x 40.8.

W 12 x 45

$$I_x = 351$$

$$r_x = 5.15$$

$$r_y = 1.94$$

$$A = 13.2$$

$$S_x = 58.2$$

S 12 x 40.8

$$I_x = 272$$

$$r_x = 4.77$$

$$r_y = 1.06$$

$$A = 12.$$

Para determinar la longitud efectiva, haremos uso de las "cartas de alineamiento", determinemos los factores G :

$$G_a = \frac{\sum I_c / L_c}{\sum I_g / L_g} = \frac{351 / 79}{1 \times 272 / 59} = \frac{4.44}{4.61} = 0.96$$

$G_b = 10$ (por estar articulada la base).

De las "cartas de alineamiento" con $G_a = 0.96$ y $G_b = 10$ obtenemos $K = 1.85$ (Manual AISC.).

Longitud efectiva $K_x L_x = 1.85 \times 79 = 146$

Cálculo de la relación de esbeltez :

$$\frac{K_x L_x}{r_x} = \frac{146}{5.15} = 28.4$$

Como no hay desplazamiento lateral por la que se toma $K_y = 1.0$

$$\frac{K_y L_y}{r_y} = \frac{1.0 \times 59}{1.94} = 30.4$$

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S_x} = \frac{8265 \times 79}{58.2} = 11,219$$

$$F_b = 0.66 F_y = 22 \text{ KSI}$$

Para acero A - 36 y $\frac{K_y L_y}{r_y} = 30.4$ del manual AISC obtenemos : $F_a = 19.94 \text{ KSI}$.

Cálculo de $f_a = \frac{P}{A}$

$$f_a = \frac{110,000 \text{ Kg} \times 2.2 \text{ Lbs}}{A} = \frac{242,000/2}{13.2} = 9,167 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\frac{f_a}{F_a} = \frac{9.2 \text{ KSI}}{19.94 \text{ KSI}} = 0.46$$

Como $\frac{f_a}{F_a} \geq 0.15$ empleamos la fórmula :

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{c_m f_b}{(1 - \frac{f_a}{F_a}) F_b} \leq 1.0 \dots\dots\dots (7)$$

Para nuestro caso $c_m = 1.0$ (coeficiente de reducción)

F_e' = esfuerzo de EULER dividido por un factor de seguridad :

$$F_e' = \frac{149'000,000}{(K L_b/r_b)^2}$$

$$= \frac{149'000,000}{(30.4)^2} = \frac{149'000,000}{924.16} = 161,228$$

Reemplazando en (7) :

$$\frac{9.167}{19.94} + \frac{1.0 \times 11,219}{(1 - \frac{9.2}{161.228})^{22}} = 0.46 + \frac{11.219}{0.943 \times 22}$$

$$= 0.46 + 0.53 = 0.99$$

$$0.99 < 1.0$$

Por lo tanto los perfiles W 12 x 45 y S 12 x 40.8 cumplen las exigencias de trabajo.

5.2.0.- Diseño del sistema hidráulico del apilador hidráulico de pañones :

Son para hacer el planteamiento general del sistema hidráulico se ha procedido por tener en cuenta lo siguiente :

- Cálculo de las fuerzas, carreras y velocidades para los cilindros hidráulicos.
- Cálculo y Relación de los sistemas de control y de accionamiento.
- Consideraciones de las influencias exteriores tales como clima, lugar de montaje, temperatura, etc.
- Elección de la presión de trabajo.
- Esquema hidráulico y eléctrico.
- Determinación y comparación de costos.

El circuito hidráulico indicado en el plano PLAC - 103 proporciona la información de cómo y con qué medios la fuerza fluida es conducida a los diferentes elementos de trabajo, y cumplir con las dos funciones siguientes :

- a) Levantar verticalmente 10 planchones cada 200 mm, poniéndolos en condición de ser trasladados a la mesa de carga al horno.
- b) Trasladar planchones (horizontalmente) una distancia de 2285 mm, o sea de la plataforma estática a la mesa de carga al horno.

Así is o, disponemos de 6 minutos, que es el tiempo mínimo de laminado de un planchón.

El sistema se calculará en base a una presión de operación de 1500 PSI (100 Kg/cm²).

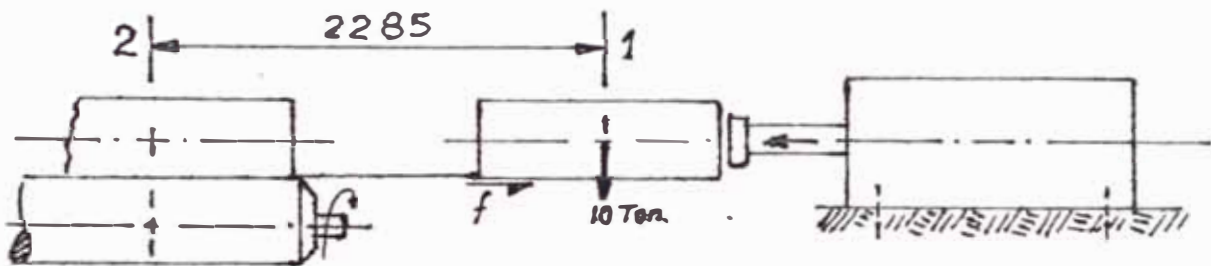
- Temperatura de trabajo del sistema $\leq 40/50^{\circ}$ C.
- Se ha considerado esta presión (100 Kg/cm²) con el fin de estandarizar repuestos y accesorios hidráulicos.

Se utilizará como fluido hidráulico el aceite PRESOLL H- 32.

5.2.1.- Sistema Hidráulico del Empujador de Planchones de - Accionamiento Horizontal.

Este mecanismo servirá para empujar los planchones sobre la mesa de carga al horno, una distancia de 2285 mm, este mecanismo consta de 2 pistones hidráulicos, que trabajan paralelamente en forma sincronizada. y una estructura metálica para empujar los planchones.

5.2.1.1.- Cálculo de los Cilindros Hidráulicos de Accionamiento Horizontal :



Cálculo de F :

$$F = \mu N$$

μ_0 : Cojinete de rozamiento en reposo ó rozamiento estático

μ_1 : Coeficiente de rozamiento por deslizamiento ó rozamiento cinético.

Acero duro sobre acero	μ_0 0.78	μ_1 0.42
---------------------------	-----------------	-----------------

Nota :

Datos tomados del Manual del Ing. Mecánico Tomo I :
(Tabla de "coeficientes de fricción y de deslizamiento").

Los pistones empujadores, trasladarán los planchones de la mesa metálica al centro de la mesa de alimentación del Horno de planchones. El deslizamiento será acero sobre acero.

Luego :

$$F = 0.78 \times 10 \text{ Ton.}$$

$$F = 7.8 \text{ Ton.}$$

Cálculo del área (A) del piston :

$$A = F/P$$

Donde :

$$F : \text{carga ó fuerza} = 7800 \text{ Kg.}$$

$$P = \text{presión de trabajo} = 100 \text{ Kg/cm}^2$$

Reemplazando los datos, tenemos :

$$A = 7800 \text{ Kg}/100 \text{ Kg/cm}^2$$

$$A = 78 \text{ cm}^2$$

Los planchones tienen una área de empuje de 4800 x espesor, y como disponemos de dos pistones, entonces el área para cada pistón será : $A = A/2 = 78/2 = 39 \text{ cm}^2$.

Cálculo del diámetro de los pistones (d) :

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 39}{\pi}} = 7 \text{ cm.}$$

Cálculo del Espesor del Cilindro :

Para calcular el espesor de la pared del Cilindro emplearemos un tubo de acero sin costura, resistente a la corrosión y a grandes esfuerzos mecánicos, tenemos un acero St 35 (Normas - DIN 17006).

Empleamos la fórmula recomendada para estos casos, según las Normas DIN :

$$S = \frac{D_i}{\frac{200 K/n}{1.11 P} - 2}$$

Donde :

- S : espesor de la pared del cilindro
- di : diámetro interior
- K : valor característica del material, para este caso es el límite de elasticidad 2300 Kg/cm^2
- P = presión máximo de trabajo, tenemos 50 % de la presión de trabajo, o sea = 150 Kg/cm^2 .

$$S = \frac{70}{\frac{200 \times 23/3}{1.11 \times 150}} = \frac{70 \text{ mm}}{9.21}$$

$$S = 7.5 \text{ mm.}$$

El diámetro exterior (de) sera :

$$de = di + 2s$$

$$de = 70 + 2 \times 7.5 = 70 + 15$$

$$de = 85 \text{ mm } (3 \frac{3}{8} \text{''}).$$

Las dimensiones del cilindro será $\phi_i 70 \times \phi_e 85 \times 2500 \text{ mm.}$

Selección de los Cilindros Hidráulicos :

De acuerdo a las condiciones de trabajo y a los datos calculados seleccionamos el siguiente :

a) CD 210 F - 100/70 - 2285 Z 10 - 01 C/F DM

CD 210F : Cilindro diferencial de doble efecto

100 : Diámetro del émbolo

70 : Diámetro del vástago

2285 : Carrera

01 : Rosca Whitworth para tubos (conexión)

C : Para vástago de 56 acero al carbono, cromada su superficie.

F : Rosca para articulación esférica (M 39 x 3).

D) : Amortiguamiento de fin de curso en ambos lados.

M : Fluido empleado (aceite Presoll H - 32).

Peso : 154 Kg.
 Velocidad : 500mm/seg
 Presión : 100 Kg/cm²
 Prolongación de apoyo de 75 mm.
 Marca : REXROTH.

b) Cilindro Hidráulico de trabajo pesado.

Modelo 5" C 24 LU 14 A 90"

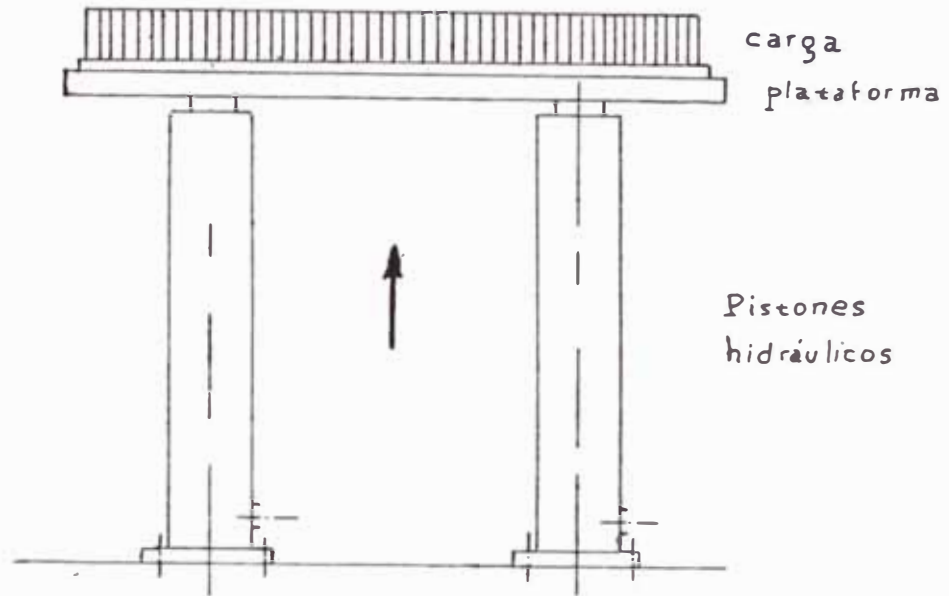
5" : Diámetro del Cilindro
 C : Montaje horizontal con apoyos laterales
 24 : Cilindro de trabajo pesado
 L : Sello tipo Lip - Seal
 U : Conexiones de 3/4" NPTF
 I : Número de vástago ϕ 2"
 4A : Extremo de vástago rosca 1.1/2 UNF
 90" : Carrera de pistón (2286 mm)

Marca : PARKER
 Peso : 180 Kg.

5.2.2.- Sistema Hidráulico del Apilador de Planchones de Accionamiento Vertical :

Los pistones hidráulicos se diseñarán para elevar la mesa o plataforma metálica, más la carga de los planchones; cuya disposición esquemática la podemos representar de la siguiente manera :

Como notamos los dos Cilindros hidráulicos trabajarán en forma sincronizada y paralela.



5.2.2.1.- Diseño y Selección de los Pistones Hidráulicos :

La carga ó fuerza de los pistones mínima será la suma del peso de los planchones más la mesa o plataforma metálica.

$$F = \text{Carga} + \text{Peso Plataforma}$$

$$F = 100,000 \text{ Kg} + 2262$$

Tenemos 3,000 Kg el peso de la plataforma.

$$F = 103,000 \text{ Kg.}$$

Como son dos pistones, cada pistón soportará 51,500 Kg (113,300 Lbs.).

Para el cálculo consideramos un sobrepeso del 20 % , osea

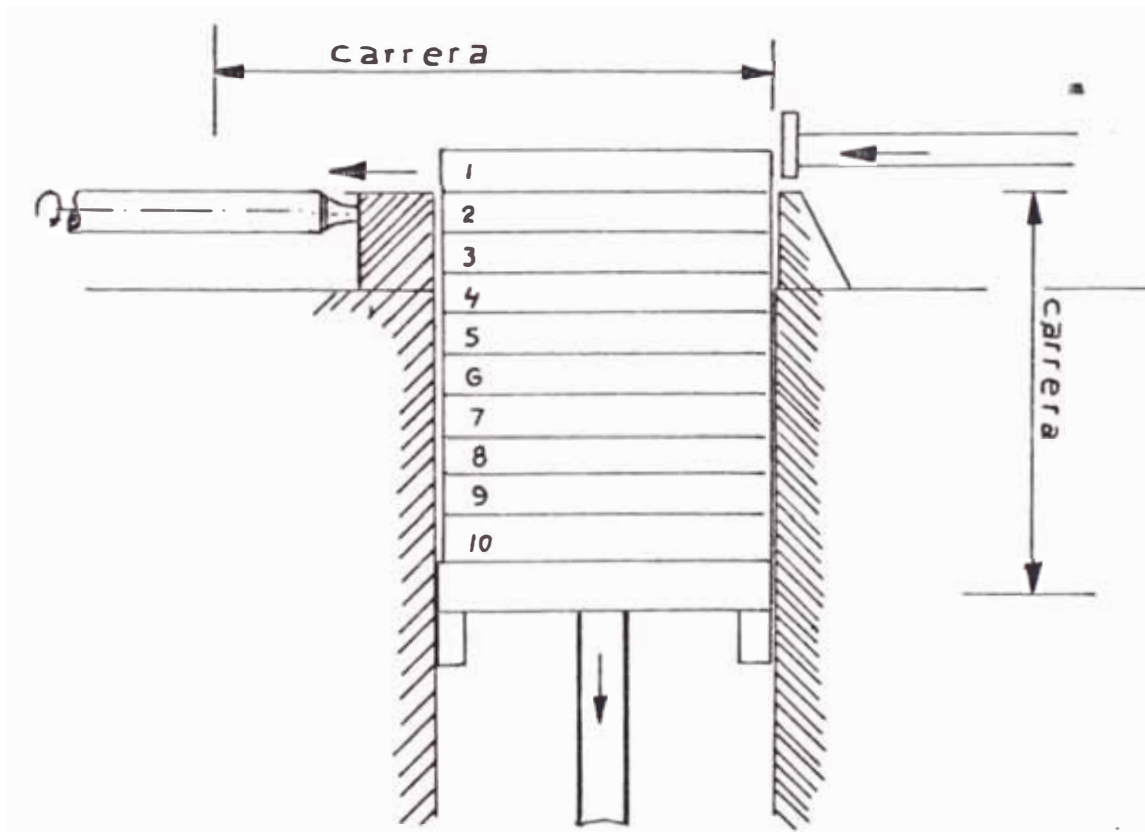
$$F = 61,800 \text{ Kg. (135,960 Lbs.)}.$$

Carrera del Pistón

La carrera total del pistón será cuando el planchón inferior esté en la parte superior, listo para que el empujador lo traslade a la mesa de carguío al Horno, como se muestra en el esquema; osea :

Carrera = # de planchones x espesor máximo de cada planchón:

Carrera = 10 x 200 = 2000 mm, (78.74 pulg.).



Cálculo del Area de los Pistones (A) :

$$A_{\text{mín.}} = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{61,800 \text{ Kg}}{100 \text{ Kg/cm}^2} = \frac{135,960 \text{ Lb.}}{1500 \text{ Lb/pulg}^2}$$

$$A = 91 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Area del pistón} = \pi D^2 / 4$$

Donde, D = Diámetro del pistón

$$D^2 = 91 \times 4 / \pi$$

$$D = \sqrt{91 \times 4 / \pi}$$

$$D = 11 \text{ pulg. (273 mm.)}$$

En cuanto al diseño de los cilindros hidráulicos (cilindros hidráulicos, pistón, vástago, etc.) seguiremos dos caminos: Diseño de los cilindros, para ver la factibilidad de su fabricación en el país y también debido al elevado costo, por ser pistones especiales; y la selección de los cilindros hidráulicos.

Cálculo del Espesor del Cilindro :

El espesor del tubo del cilindro será calculado, tomando un acero St 55.4 (DIN 17006) tubo sin costura, para cilindros

y tubo para construcción sometido a grandes esfuerzos, resis-
tentes a la corrosión y al agua de mar, cuyas característi-
cas son :

- Límite de elasticidad : 30 Kg/mm² (3000 Kg/cm²).
- Resistencia a la tracción : 45 a 55 Kg/mm²
- Límite de rotura % : 25

El espesor de la pared (s) se puede calcular según las si-
guientes fórmulas :

$$\text{LAME , considera} \quad : s = \frac{d_i}{2} \left(\sqrt{\frac{S + P}{S - P}} - 1 \right)$$

$$\text{CLAVARINO} \quad : s = \frac{d_i}{2} \left(\sqrt{\frac{S + P (1 - 2\sigma)}{S - P (1 + \sigma)}} - 1 \right)$$

$$\text{Para tubo de acero} \quad : s = \frac{d_i}{2} \left(\sqrt{\frac{35 + P}{35 - 4P}} - 1 \right)$$

$$\text{y según Normas DIN} \quad : s = \frac{D_i}{\frac{200 K/n}{1.11 P} - 2}$$

Donde :

- d_i : Diámetro interior del tubo : 273,00 mm. (11")
- P : Presión máxima de trabajo : 100 atm. (1500 PSI)
- s : Espesor de la pared del cilindro : mm.
- K : Valor característico para el tipo de material, que
para este caso es el límite de elasticidad :
3,000 Kg/cm²

n : Coeficiente de seguridad (recomendado 2 a 4) : 3

S : Tensión máxima admisible del material, el valor correspondiente de P es la presión máxima de trabajo.

d_e : Diámetro exterior del cilindro.

ν : Coeficiente de POISSON, para el acero 0.3.

De acuerdo a la fórmula, obtenemos los siguientes espesores :
Tomamos $P = 1.5$ presión de trabajo = $150 \text{ Kg/cm}^2 = 2205 \text{ Lb/pulg}^2$

$$\text{LAME} : s = \frac{d_i}{2} \left(\frac{\sqrt{23,656 + 2205}}{\sqrt{23,656 - 2205}} - 1 \right) = \frac{d_i}{2} \left(\frac{\sqrt{25861}}{21451} - 1 \right)$$

$$s = \frac{273}{2} \times 0.098$$

$$s = 13 \text{ mm.}$$

$$\text{CLAVARINO} : s = \frac{d_i}{2} \left(\frac{\sqrt{23,656 + 882}}{\sqrt{23,656 - 2867}} - 1 \right)$$

$$s = \frac{d_i}{2} (0.084)$$

$$s = 11 \text{ mm.}$$

$$\text{TUBO DE ACERO} : s = \frac{d_i}{2} \left(\frac{\sqrt{70,968 + 2205}}{\sqrt{70,968 - 8820}} - 1 \right)$$

$$s = \frac{d_i}{2} (0.085)$$

$$s = 12 \text{ mm.}$$

$$\text{SEGUN NORMAS D I N} : s = \frac{273}{\frac{200 \times 30/3}{1.11 \times 150} - 2}$$

$$s = \frac{273}{10}$$

$$s = 27 \text{ mm.}$$

Por seguridad, tomamos el espesor mayor, o sea $s = 27 \text{ mm.}$
por lo que :

$$d_e = d_i + 2s$$

$$d_e = 273 + 54.$$

$$d_e = 327 \text{ (12 } 3/4\text{)}$$

Luego, dimensiones del tubo para el cilindro hidráulico :

$$d_i = 273 \text{ mm. (11")}$$

$$d_e = 327 \text{ mm. (12 } 3/4\text{)}$$

$$L = 2133 \text{ mm. (84").}$$

Cálculo del Pistón (Vástago y émbolo)

El material para el vástago puede emplearse aceros bonificados y luego rectificadas. Si existe peligro de corrosión, se recubrirá la superficie con una capa de cromo duro, como también se usan aceros inoxidables adecuados.

En cuanto al material para los émbolos, generalmente se emplea fundición gris, y cuando las condiciones de trabajo en lo que respecta al deslizamiento sean muy críticas, se emplean émbolos de acero con casquillo de bronce superpuesto.

En nuestro caso, emplearemos un acero St 50-2, cuyas propiedades son :

- Límite de elasticidad : 27 Kg/mm^2 (2700 Kg/cm^2).
- Resistencia a la rotura : $50 - 60 \text{ Kg/mm}^2$
- Límite de rotura : 22

El espesor del tubo del pistón será determinado por compresión, fatiga y pandeo.

Cálculo por Compresión

La fórmula a emplearse considera un factor de seguridad que para estos casos es tomada como 5.

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}/n$$

Donde :

σ_c : Es el esfuerzo máximo de compresión

σ_{adm} : Es el esfuerzo admisible (5500 Kg/cm²)

s : Espesor del tubo del pistón

n : 5

A : Area transversal del pistón

d : Diámetro del pistón

Reemplazando valores, obtenemos :

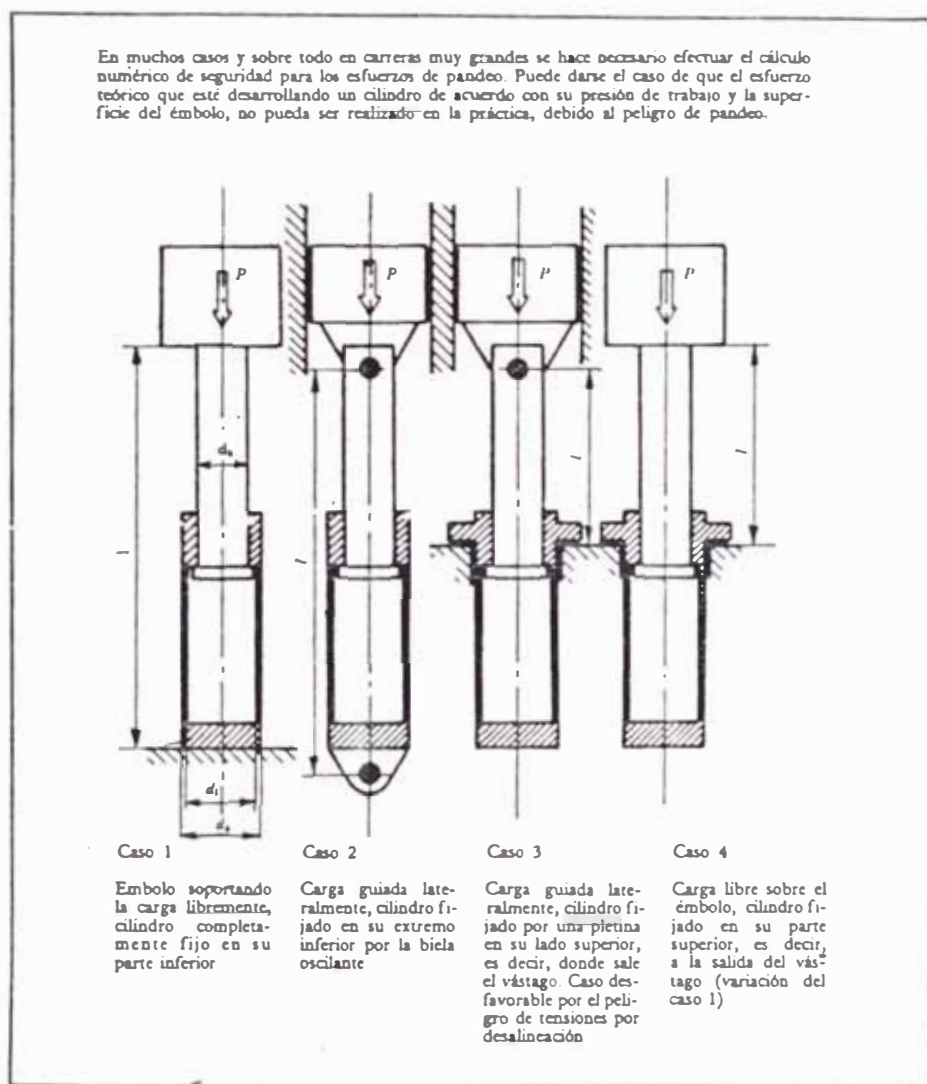
$$\frac{50,300 \times 1.2}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq 5500/5$$

$$\frac{76,892}{d^2} \leq 1100$$

$$d \cong 80 \text{ mm.}$$

Cálculo por Pandeo

El esfuerzo por compresión puede provocar pandeo en el material, lo cual debe evitarse, la resistencia al pandeo de los cilindros (vástago o tubo del cilindro, según sea el tipo de fijación o el mínimo radio de inercia), se calcula generalmente según la fórmula de EULER, en tanto que el grado esbeltéz sea mayor de 100 .



6/fig. 13.1.: Pandeo en los cilindros trabajando a compresión

De acuerdo a la figura, ubicamos al cilindro en caso 4.

Así :

Longitud libre sometida a pandeo : (l)

En función a longitud real de trabajo : (L)

$$l = 2 L$$

$$l = 2 \times 2133 = 4266 \text{ mm. (168")}$$

La magnitud de la tensión crítica de pandeo (σ_k) vendrá influenciada según el pandeo en la zona elástica (fórmula de EULER), o en la zona no elástica (fórmula de TETMAJER), de donde la magnitud y posición de σ_k vendrá determinado por el grado de esbeltez (λ).

Donde :

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{J/A}} = \frac{l}{i}$$

λ : Grado de esbeltez

l : Longitud libre sometida a pandeo (cm)

J : Momento de inercia sometida a pandeo (cm⁴)

A : Sección del material sometido a pandeo (cm²)

i : Radio de inercia del tubo

Cálculo de J, A, e i :

$$J = \frac{D^4 \pi}{32} = \frac{\pi \times 27.3^4}{4} = 436,034$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 27.3^2}{4} = 585.4$$

$$i = \sqrt{\frac{\pi D^4 / 32}{\pi D^2 / 4}} = 27.3$$

$$\lambda = \frac{J}{i} = \frac{426.6 \text{ cm.}}{27.3} = 16$$

Por la que, corresponde a la zona de compresión.

Calculamos según la fórmula de TETMAJER (zona no elástica), para calcular la tensión crítica de pandeo empleamos la fórmula de datos experimentales de F. S. YASINSKI :

$$\sigma_{k'} = 3170 - 10\lambda = 3170 - 10 \times 16 = 3010$$

Cálculo de la fuerza de compresión :

$$k = \frac{P}{A} = \frac{60,360}{585.4 \text{ cm}^2} = 103$$

Cálculo de factor de seguridad : $n = \frac{\sigma_{k'}}{\sigma_k}$

$$\eta = \frac{3010}{103} = 29$$

Idénticamente calculamos para el tubo del cilindro, o sea :

$$J = 0.049 (d_a^4 - d_i^4) = 0.049 (32.74^4 - 27.34 \text{ cm}^4)$$

$$J = 28,793 \text{ cm}^4$$

$$\text{Area} = 0.7854 (d_a^2 - d_i^2) = 0.7854 (32.7^2 - 27.3^2)$$

$$A = 254 \text{ cm}^2$$

Cálculo del grado de esbeltez (λ) :

$$\lambda = s \sqrt{J/A} = \frac{426.6 \text{ cm}}{\sqrt{28793 \text{ cm}^4 / 254 \text{ cm}^2}}$$

$$\lambda = 426.6 / 10.65$$

$$\lambda = 40$$

Notamos que nos encontramos en la zona de compresión.

Cálculo de la tensión crítica de pandeo : $\sigma_{k'}$

$$\sigma_{k'} = 3170 - 10 \lambda$$

$$\sigma_{k'} = 3170 - 10 \times 40$$

$$\sigma_{k'} = 2370 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo de la fuerza de compresión : σ_k

$$\sigma_k = \frac{P}{A} = \frac{60,360 \text{ Kg.}}{254 \text{ cm}^2} = 238 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_k = 238 \text{ Kg/cm}^2$$

Cálculo del factor de seguridad : n

$$n = \frac{\sigma_{k'}}{\sigma_k} = \frac{2370}{238} = 10$$

$$n = 10$$

Cálculo para el Vástago, por considerarlo más crítico :

$$l = 4266 \text{ mm.}$$

Cálculo del momento de inercia sometido a pandeo :

$$J = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{\pi (20)^4}{32} = 15,700$$

Cálculo del área sometido a pandeo (A) :

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (20)^2}{4} = 314$$

Cálculo del radio de inercia (i)

$$i = \sqrt{J/A} = \sqrt{15,700/314} = 7.1$$

Cálculo del grado de esbeltez (λ) :

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{J/A}} = \frac{426.6}{7.1} = 60$$

Cálculo de la tensión crítico de pandeo ($\sigma_{k'}$) :

$$\sigma_{k'} = 3170 - 10 \times \lambda = 3170 - 10 \times 60$$

$$\sigma_{k'} = 2570$$

Cálculo de la fuerza de compresión (σ_k) :

$$\sigma_k = \frac{P}{A'} = \frac{60,360}{314} = 192$$

Cálculo del factor de seguridad (η) :

$$\eta = \frac{2570}{192} = 13.4$$

Por lo que concluimos que las medidas determinadas satisfacen las condiciones del trabajo.

Como este cilindro de simple efecto es de carrera larga, puede ocurrir que la dilatación del tubo en sentido radial alcance un valor crítico tal, que la holgura entre el tubo y el émbolo rebase los límites tolerables (ver fig. 72) y, en consecuencia, pellizque y destruya las juntas correspondientes. El cálculo de la dilatación para un tubo cilíndrico de pared gruesa, se puede calcular - aproximadamente y para la relación $d_i/s \geq 10$:

$$\frac{d_i}{2} = \frac{273}{23} = 12 \gg 10, \text{ entonces :}$$

$$\frac{\Delta d_i}{2} = \frac{P d_i}{2E} \left(\frac{d_a^2 + d_i^2}{d_a^2 - d_i^2} + \frac{1}{m} \right) \text{ cm}$$

Donde :

$$E : 2.1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$m : \text{Número de poisson, para acero} = 0.30$$

$$d_a : \text{Diámetro exterior del tubo} = 327 \text{ mm.}$$

$$\frac{\Delta d_i}{2} = \frac{100 \times 27.3}{2(2.1 \times 10^6)} \left(\frac{32.7^2 + 27.3^2}{32.7^2 - 27.3^2} + \frac{1}{0.30} \right)$$

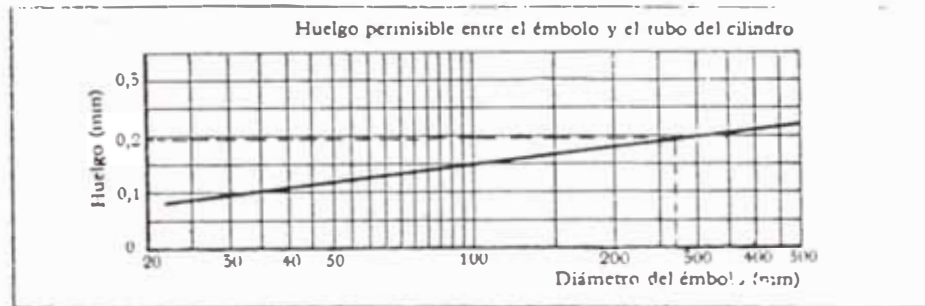
$$\frac{\Delta d_i}{2} = \frac{650}{10^6} (8.9) = \frac{5785}{10^6}$$

$$\frac{\Delta d_i}{2} = 0.0029 \text{ cm} = 0.029 \text{ mm.}$$

En la figura adjunta, encontramos que el juego entre émbolo y cilindro es 0.2 mm (\cong)

Notamos que :

$$\frac{\Delta d_i}{2} < 0.2$$



10/fig. 7.2: Sistemas de estanqueización del émbolo*

5.2.2.2.- Selección de los Cilindros Hidráulicos :

Los datos de los cilindros calculados son los siguientes :

- Carrera : 2133 (84")
- di : 273 (11")
- de : 327 (12 3/4)
- s : 27 mm.
- F : 62 Ton. c/u.

De acuerdo a las características del pistón hidráulico calculado, podemos seleccionar el siguiente pistón :

- a) Marca : REXROTH

CD-250D-280/200-2133A-10-10-C-SA-D-MA

CD- 250 : Cilindro diferencial de simple efecto.
 D : Tipo de fijación (en la base)
 280 : Diámetro del émbolo
 200 : Diámetro del vástago
 2133 : Carrera del émbolo
 A : Extremos con seguridad de descarga del cilindro
 10 : Conexiones con bridas
 C : Acero al carbono cromada
 SA : Rosca para articulación esférica
 D : Amortiguación de fin de curso en ambos lados.
 M : Fluido (aceite)
 A : Retenes tipo Chevron.

Material :

Tubo del cilindro : tubo de acero sin costura, trefilado en frío, laminado en caliente.

Acabado superficial de deslizamiento $Ra \leq 1.3 \mu m$

Pistón (barra) acabado superficial $Ra \leq 0.2 \mu m$

Acero al carbono de alta calidad.

Funda de cabeza del cilindro : el material es fundición modular conforme DIN 1693 con un límite mínimo de fluencia de 30 Kg/mm^2 .

b.- Marca : SILVIO FOSSA

Pistón Hidráulico simple efecto

\varnothing : 273 mm.

Carrera : 2133 mm.

Presión de trabajo : 100 Atm.

Trabaja con : Aceite

No amortiguado

Velocidad : 14 mm/seg.

Fuerza : 60 Ton.

Camisa cromada : 0.05 (espesor 0.12 a 0.15) μm

c) Cilindro Hidráulico de simple efecto.

Marca : PARKER
 Modelo : 12 HB DD 3 HKU 14 AC 84
 12" : Diámetro del cilindro
 HB : Montaje con brida posterior
 DD : Combinación para montaje con soporte intermedio
 3H : Cilindro de gran diámetro y alta presión
 K : Pistón para cargas elevadas
 U : Conexiones con arca NPTF 2 1/2"
 1 : Número de ástago \varnothing 5 1/2"
 4A : Extremo del vástago
 C : Amortiguación al inicio de carrera
 84" : Carrera del pistón
 Peso : 1260 Kg.

Sistema de Control de los Pistones :

El accionamiento de los pistones será a travez de una valvula direccional 3 posiciones 4 vías, el volumen del fluido necesario - será controlado a través de una valvula de control de flujo y su movimiento de subida/bajada regulado con una valvula de contra - balance principalmente para evitar la caída libre. Ver plano PLAC - 103.

5.2.2.3.- Componentes Hidráulicos-Mecánicos del Sistema.

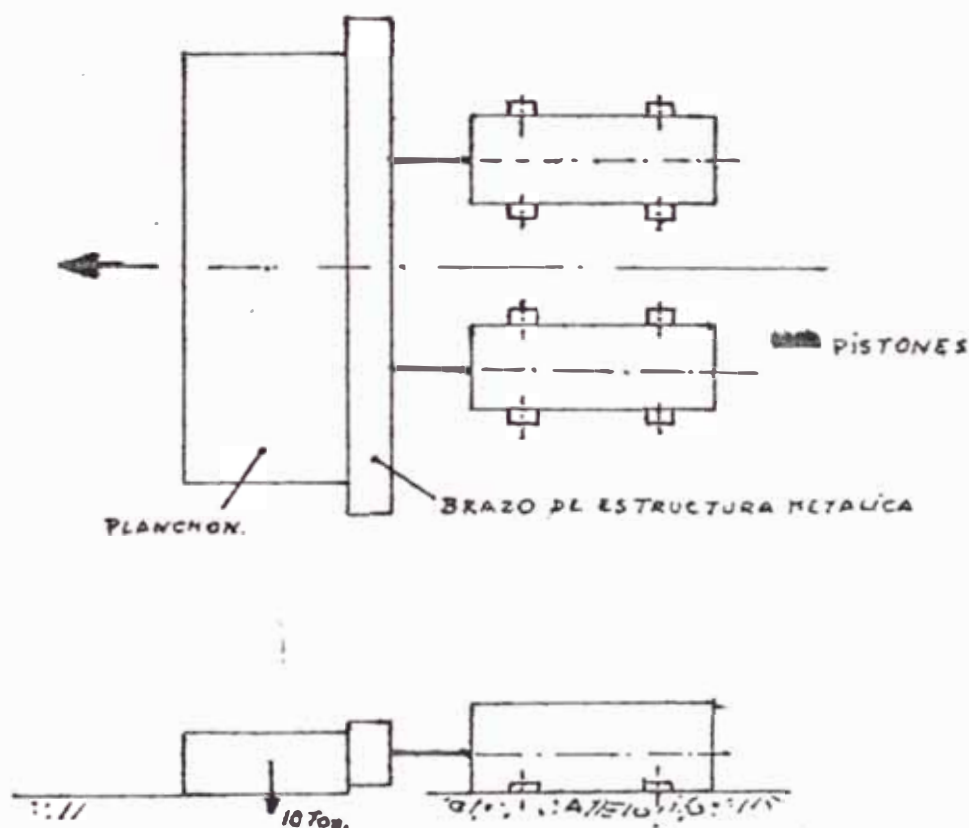
Su selección y especificaciones técnicas se desarrollan en el próximo capítulo.

6.0.0.- SELECCION DE EQUIPOS COMPLEMENTARIOS

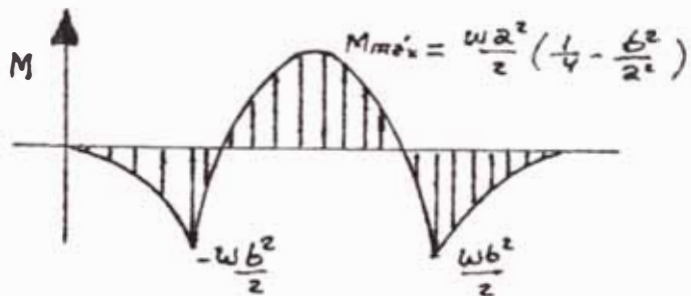
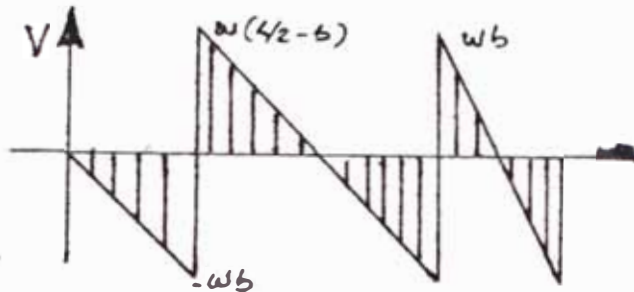
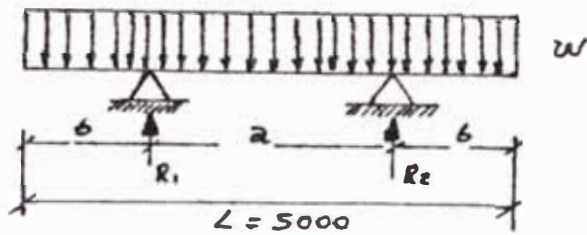
6.1.0.- Selección del Empujador de Planchones y Cálculos.

Para asegurar el desplazamiento horizontal (empuje) de los planchones sea uniforme, hemos considerado incluir un "brazo" de estructura metálica que "amarre" a los dos pistones cuyo detalle está indicado en el plano PLAC - 100.

Para facilidades del cálculo se ha considerado la siguiente disposición :



En forma esquemática para análisis hemos considerado una viga con carga distribuida (necesaria para mover un planchón)



Cálculo de R_1 y R_2 :

$$R_1 = R_2 = \frac{w \times L}{2}$$

$$w = \frac{10,000}{500} = 20 \text{ Kg/cm.}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{20 \times 500}{2} = 5000 \text{ Kg.}$$

Cálculo del máximo esfuerzo cortante ($V_{\text{máx}}$) :

$$V_1 = w \times b = 20 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} \times 140 \text{ cm} = 2800 \text{ Kg.}$$

$$V_2 = w (L/2 - b) = 20 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} \left(\frac{500}{2} - 140 \right)$$

$$= 2200 \text{ Kg.}$$

$$V_{\text{máx}} = 2800 + 2200 = 5000 \text{ Kg.}$$

Cálculo del Momento Máximo ($M_{\text{máx}}$) :

$$M_1 = \frac{a^2}{2} w \left(\frac{1}{4} - \frac{b^2}{a^2} \right) = 20 \times \frac{220^2}{2} \left(\frac{1}{4} - \frac{140^2}{220^2} \right)$$

$$= 77,440 \text{ Kg - cm (67,074 Lb - pulg)}$$

$$M_2 = \frac{wb^2}{2} = 20 \times \frac{140^2}{2} = 196,000 \text{ Kg - cm (169764 Lb - pulg)}$$

$$M_{\text{máx}} = 196,000 \text{ Kg - cm.}$$

- Selección de un perfil compacto :

Para perfiles compactos (A - 36), el esfuerzo permisible (σ_b);

$$\sigma_b = 0.66 \sigma_y = 0.66 \times 36,000 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\sigma_b = 23,760 \text{ Lb/pulg}^2.$$

Cálculo del módulo de sección (S) :

$$S = \frac{M}{\sigma_b} \quad M = \text{Momento Máximo}$$

$$S = \frac{169,764 \text{ Lb - pulg}}{23,760 \text{ Lb/pulg}^2} = 7.2 \text{ pulg}^3$$

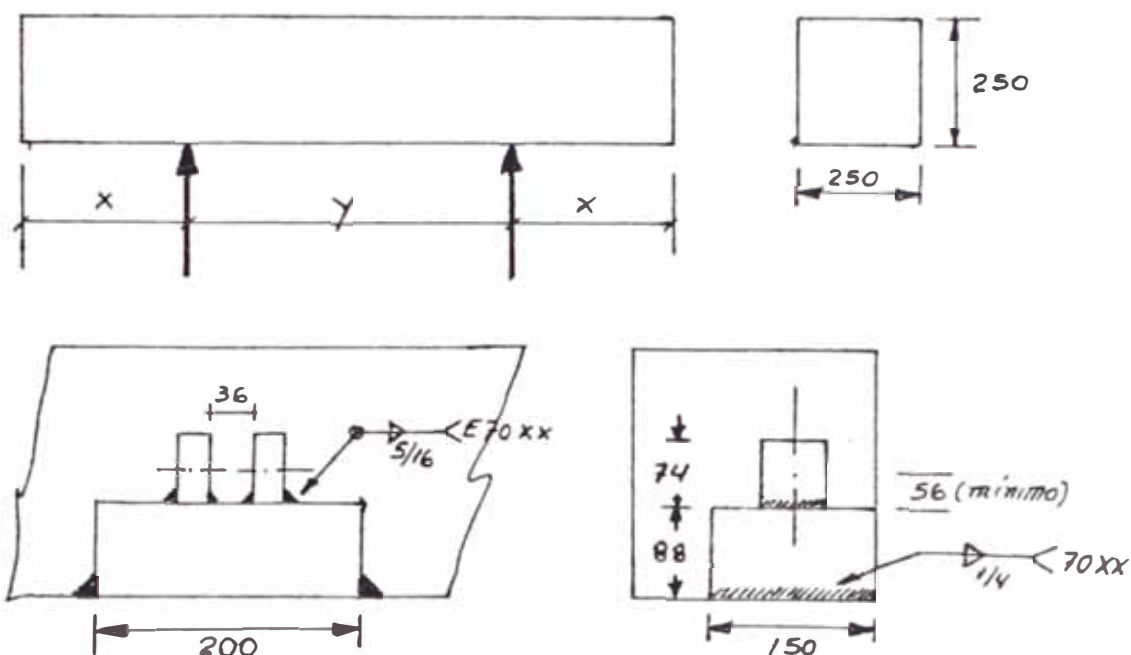
Del manual AISC, seleccionamos un perfil que se adapta a nuestras condiciones constructivas y de montaje, de sección cuadrada.

10 x 10 x 5/8 :

$$S = 60.7 \text{ pulg}^3$$

$$\text{Peso} = 73.98 \text{ Lb/pie.}$$

tenemos la sección del perfil de 250 x 250 mm y 5000 mm de longitud, cuya disposición de montaje de los pistones sería :



Cálculo de soldadura bloque 88 x 150 x 200 mm :

$$\text{Por corte } f_v = \frac{1.5 P}{2 d} = \frac{1.5 \times 11,000 \text{ Lbs}}{2 \times 6 \text{ pulg.}} = 1375 \text{ Lb/pulg.}$$

$$\text{Con } W_s = 5/16 \quad f = 2100 \text{ Lb/pulg. (E 70 xx)}$$

$$\text{Por flexión } M = P \times L = 11,000 \text{ Lbs} \times 5 \text{ pulg} = 55,000 \text{ Lb/pulg.}$$

$$S = 2 \left(\frac{d^2}{6} \right) = 2 \times \frac{5^2}{6} = 8.3 \text{ pulg}^2$$

$$f_b = M/S = \frac{55,000 \text{ Lb/pulg.}}{8.3 \text{ pulg}^2} = 6600 \text{ Lb/pulg.}$$

$$\text{Con } W_s = 5/8 \quad f = 7000 \text{ Lb/pulg.}$$

Para un factor de seguridad : 2

$$f_b = 0.2 \times 7000 = 1400 \text{ Lbs/pulg.}$$

$$f = \sqrt{2100^2 + 1400^2} = 2524 \text{ Lb/pulg}$$

Con una soldadura $w_s = 1/4$ suficiente será (2800 Lb/pulg)

Cálculo de la soldadura para el bloque : 25 x 60 x 74 mm : En este bloque era alojado el ojal de articulación del pistón - estructura metálica.

$$\text{Por corte } f_v = \frac{1.5 P}{2 d} = \frac{1.5 \times 11,000}{2 \times 4} = 2062 \text{ Lb/pulg}$$

Con $w_s = 3/16$ $f = 2100$ Lbs/pulg

Por flexión $= M = 11,000 \times 1.5 = 16500$ Lb - pulg.

$$S = 2 \left(\frac{d^2}{6} \right) = 2 \times \frac{4^2}{6} = 5.3 \text{ pulg}^2$$

$$f_b = \frac{16,500 \text{ Lb} - \text{pulg}}{5.3 \text{ pulg}^2} = 3094 \text{ Lb/pulg.}$$

Con $w_s = 5/16$ ($f = 3500$ Lb/pulg.).

Para $\eta = 2$ $f_b = 3094 \times 0.2 = 620$

Con $w_s = 3/16$ (2100 Lb/pulg)

$$f = \sqrt{2100^2 + 2100^2} = 2970 \text{ Lb/pulg}$$

Con $w_s = 5/16$ sería suficiente ($f = 3500$ Lb/pulg)

Selección del Ojal de Articulación Esférica y Paralela para Cilindros Hidráulicos Tipo CD - 210.

Para unir los cilindros hidráulicos y el brazo o estructura metálica, seleccionamos el ojal de articulación de acuerdo al cilindro seleccionado :

Ojal de articulación esférica y paralela tipo GK - 50

Rosca M 45 x 3

ϕ pin : 50 - 0.012

Peso : 3.54 Kg.

6.2.0.- Selección de Equipos y Elementos Complementarios del Sistema Hidráulico

Tenemos : bomba, motor eléctrico, filtros, válvulas, manómetros, tuberías (rígidas y flexibles) y tanque de fluido hidráulico.

De acuerdo a los planos PLAC - 103 y PLAC - 104 donde nos muestra los elementos, equipos hidráulicos, calcularemos las pérdidas de carga en la línea de presión :

6.2.1.- Cálculo de la Pérdida de Carga en la Línea de Presión del Sistema Hidráulico :

Durante el desplazamiento del fluido en el sistema hidráulico, ocurre pérdidas de carga que es debida a varios factores. Todos estos factores están considerados en la siguiente fórmula :

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \times \frac{v^2 \gamma}{9266}$$

ΔP : Pérdida de carga del sistema en PSI

f : Factor de fricción

L : Longitud total de la tolerancia en pulgadas = $L_1 + L_2$

L_1 : Longitud de tubería rectilínea (pulgadas)

L_2 : Longitud equivalente de elementos (pulgadas)

D : Diámetro interno de la tubería (pulgadas)

V : Velocidad del fluido (pies/seg)

γ : Densidad del fluido (Presoll H - 32) = 32 Cst.
(Lb/pie³) = 54 Lb/pie³

Cálculo de f : Depende de la temperatura del fluido y de la rugosidad interna del tubo.

$$f = \frac{X}{R}$$

$X = 64$ para tubos rígidos y temperatura constante

$R =$ Número de reynolds.

$$R = \frac{V \cdot D}{\mu}$$

$V =$ Velocidad del fluido (cm/seg.) : 304.8 cm/seg.

$D =$ Diámetro interno de la tubería (cm) = 2.86 cm.

$\mu =$ Viscosidad cinemática del fluido en stocks : 0.50 Stk.

$$R = \frac{304.8 \times 2.8575}{.50} = 1742$$

Corresponde a un fluido laminar ($0 < R < 2000$)

$$f = \frac{64}{1742} = 0.03674$$

-Longitud total de tubería (300 pies) : 3,600 pulg.

-Pérdidas en elementos en longitud equivalente (pulgadas)

20 codos $H = P = 90^\circ$ radio largo 1 1/4"	27	x	20	540 pulg.
10 codos $H = P = 45^\circ$ radio largo 1 1/4"	19	x	10	190 pulg.
10 bushing H.P. de 1 1/4 a 3/4	10	x	10	100 pulg.
2 Válvulas de compuerta de 1 1/4	7.5x	2		15 pulg.
2 Válvulas check de 1 1/4	12	x	2	<u>24 pulg.</u>
Total de Pérdidas :				4469 pulg.

Reemplazando en fórmula (1) :

$$P = \frac{0.03674 \times 4469 \times 100 \times 54}{1.125 \times 9,266}$$

$$P = 85 \text{ PSI.}$$

Pérdida de Carga en Elementos de la Línea de Presión :

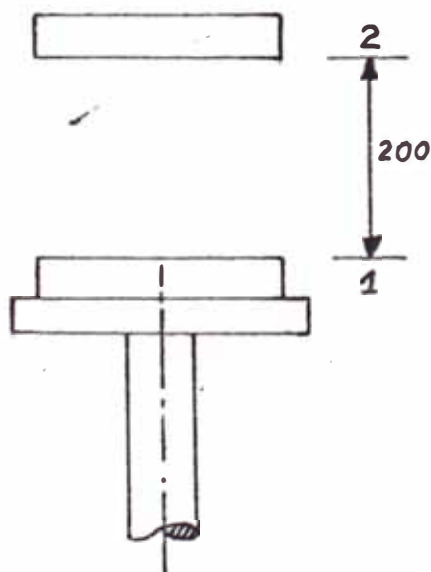
8 acoplamientos H.P.	10 x 8	80	PSI
2 filtros de aspiración	7.5 x 2	15	PSI
1 filtro de retorno	7.5 x 1	7.5	PSI
2 Válvulas de alivio	50 x 2	100	PSI
2 Válvulas direccionales	15 x 2	30	PSI
1 Válvula de control de flujo	60 x 1	60	PSI
2 Válvula de control de flujo con check.	55 x 2	110	PSI
2 Válvulas de contra balance	15 x 2	<u>30</u>	<u>PSI</u>
		TOTAL :	432.5 PSI

TOTAL DE PERDIDAS : 432.5 + 85 = 518 PSI.

6.2.2.- Selección de la Bomba : La selección puede ser calculada, teniendo en cuenta los siguientes factores :

- Presión de trabajo : será de 1500 PSI (100 Kg/cm²).
- Capacidad; el caudal será estimado en base al caudal necesario para los cilindros de levantamiento vertical, por ser de mayor capacidad.

- Volúmen del cilindro : V



$$V = \frac{\pi D^2}{4} \times L$$

$$V = \frac{\pi \times 2.73^2}{4} \times 21.3 \text{ dm}^3$$

$$V = 33 \text{ Gl/cilindro.}$$

- Necesitamos levantar de pos.1 a pos.2 (200mm) en un tiempo de 10 seg.
- Calculamos la velocidad del cilindro (v).

$$v = \frac{e}{t} = \frac{200 \text{ mm.}}{10 \text{ seg.}} = 20 \text{ mm/seg.}$$

- Cálculo del caudal (Q)

$$Q = v \cdot A$$

$$Q = 0.20 \text{ dm/seg.} \times \frac{\pi \times 2.73^2}{4} \text{ dm}^2$$

$$Q = 18 \text{ GPM} \cong 67 \text{ L/mm}$$

Para 2 pistones :

$$Q = 36 \text{ GPM.}$$

Seleccionamos una bomba de paletas o vanes de 38 GPM.

c) Rendimiento : Depende mucho de los detalles del diseño y de su fabricación, y también del tamaño de la misma. Para este tipo de bomba, tenemos los siguiente:

<u>Tipo</u>	<u>Rendimiento volumétrico</u>	<u>Rendimiento total máximo</u>
Paleta	85 - 90 %	75 - 80 %

d) Potencia útil de la bomba (P) :

$$P = \frac{QH \times \gamma}{1714 \eta} = \frac{QH \gamma}{k \eta}$$

Donde: Q : Caudal gpm.

H : Altura máxima (presión de trabajo * pérdidas).

γ : Pero específico del fluido

η : Eficiencia total = 0.80

k : Constante de conversión de unidades.

$$P = \frac{QH}{1714 \eta}$$

$$H = 1,500 + 518 = 2018 \text{ PSI.}$$

$$P = \frac{38 \text{ gpm} \times 2018}{1714 \times 0.80}$$

$$P = 56 \text{ HP.}$$

Sabemos que la presión máxima que da el sistema (bombas) es de 2500 PSI; entonces verificamos la presión disponible :

$$\begin{aligned} P &= P_{\text{máx.}} - P_t \\ &= 2500 - 518 \\ P &= 1982 \text{ PSI} \end{aligned}$$

Notamos que la presión disponible de 1982 PSI es superior a la presión necesaria (1500 PSI); por lo que el sistema hidráulico - funcionará normalmente.

- e) Velocidad : De la velocidad de la bomba, depende el caudal de acuerdo al tipo de bomba a usar tendrá una velocidad de accionamiento máximo de 1800 RPM.
- f) Fluido : Las bombas se proyectan para un fluido de cierta viscosidad. En nuestro caso usaremos PRESOL H - 32 de PETROPERU, cuyas características son las siguientes :

PRESOL H - 32

Punto fluidez °C	:	23
Punto de inflamación °C	:	202
Viscosidad Cst, a 40 °C	:	32
Viscosidad Cst. a 100 °C	:	5.45
Indice de viscosidad	:	105
SAE MOTOR	:	10 W
Punto anilina °F	:	199
ISO VG	:	32

- g) Ruido : El ruido generado por las bombas se debe en gran parte a los cambios súbitos de presión entre la aspiración y las salida. Selección de las bombas por funcionamiento silencioso (empezando por las más silenciosas) :

Tornillo
 Rotor tubular
Paleta o Vanes
 Engranaje
 Pistones

h) Costos : Probablemente en la mayoría de aplicaciones el costo inicial es secundario frente al rendimiento y a otros factores; pero en todo caso, debe calcularse un costo real en función de :

- Precio de adquisición de la bomba
- Gastos de funcionamiento (en función del costo de la energía para accionarla).
- Depreciación
- Costos de antenimiento.

i) Mantenimiento, repuestos y servicios : Un mantenimiento preventivo y el uso de un fluido limpio en el sistema, prolongará la duración de las bombas. Tiempos de inactividad deben ser mínimos. La disponibilidad de recambio para el mantenimiento normal y un servicio de reparaciones, Facilidad de componentes susceptibles al desgaste.

Con la finalidad de darle operatividad al sistema y garantizar su funcionamiento continuo se ha considerado instalar 2 bombas (1 operativa y otra de reserva).

De acuerdo a las condiciones de trabajo enumeradas, se ha seleccionado la siguiente :

Marca:VICKERS

35V - 38A-1C10L-180 ó

35VQ-38A-F1C20.

En el anexo se adjunta la Hoja técnica de la bomba.

6.2.3.- Selección del Motor Eléctrico

a) El motor será montado con la bomba o directamente a través de un acoplamiento :

$$\text{HP motor} = \frac{QH}{1714 \eta}$$

$$\text{HP motor} = \frac{38 \text{ gpm} \times 2018 \text{ Lb/pulg}^2}{1714 \times 0.80}$$

$$\text{HP motor} = 56 \text{ HP}$$

De acuerdo a las condiciones de trabajo del sistema, seleccionamos el motor cuyas características principales son :

Motor Asicrono Trifásico Jaula de Ardilla.

Potencia	: 60 HP
Tensión	: 440V - 60 Hz
Velocidad	: 1750 RPM
Servicio	: Continuo
Protección	: IP 54
Forma	: B 3
Tipo	: NV 225 c S 4
Marca	: DEL CROSA.
cos ϕ	: 0.86
PD ²	: 2.0 Kg/m ²
η	: 90.5 %
D (eje)	: 60 mm.
Peso	: 330 Kg.
Cantidad	: 2

b) Selección del Acoplamiento Motor-Bomba :

Hacemos uso del catalogo FALK :

Encontramos el factor de servicio : 1.25

Con las RPM (1750) hallamos un factor K que es igual a 0.070.

Determinamos la capacidad básica (basic Rating) :

$$\begin{aligned}
 &= hp \times fs \times k \\
 &= 55 \times 1.25 \times 0.070 \\
 &= 4.81
 \end{aligned}$$

Con este valor (4.81) en tabla se halla el tipo de acoplamiento que corresponde a 60 T (basic rating = 5.5) para T 31 (3600 rpm) y con un máximo agujero del cubo de 2 7/8 pulg. y un mínimo de 3/4" que se adapta a los ejes de bomba y motor.

De acuerdo al diámetro del eje del motor (60 mm) nos recomienda usar una chaveta de 5/8" y para el eje de la bomba usar chaveta de 3/8 x 3/8. ^{x 5/8}

Luego el acoplamiento seleccionado :

Marca : FALK
 Tipo : 60 T 31

Con brida de 4 agujero de 3/8"

En estos sistemas se recomienda usar un sistema operativo y otro de reserva, como se indica en los planos PLAC - 103 y PLAC -105.

6.2.4.- Selección de Elementos de Control :

Para el control y regulación del circuito hidráulico corresponden todos aquellos elementos situados entre la parte matriz (bomba) y la parte ó elementos que produce trabajo (cilindros).

a) Selección de filtros :

a.1) De succión o aspiración; de acuerdo al caudal de la bomba y la capacidad de filtraje seleccionamos :

GPM	D.S.H.	NPT	CAPACIDAD FILTRAJE	PESO
50	4.410.005	2"	140 micrones	0.8 Kg.

a.2) De retorno : Será un filtro montado en el reservorio :

MARCA	CODIGO	PESO
RACINE	OFS-A15-AA-01	2 Kg.

Cantidad : 1

Se adjunta hoja técnica.

b) Selección de Válvula de Alivio : Tienen como misión el proteger la instalación de sobrecargas, limitando la presión del aceite a un valor máximo; es decir, máxima presión de trabajo. Estas se instalan como primer elemento inmediatamente después de la bomba en el circuito de presión, no debiendo colocarse entre ambos ningún elemento que pueda bloquear la línea de presión.

De acuerdo a nuestras condiciones de trabajo de : 2200 PSI, rango de presión de 1500 a 3000 PSI y rango de caudal: 45 GPM, seleccionamos la siguiente válvula :

MARCA	CODIGO	PESO	CANTIDAD
VICKERS	CT 10 F 40	6 Lb.	2

Se adjunta Hoja técnica en anexo.

c) Selección de las Válvulas de Retención o Check, seleccionamos una válvula de retención para ser montada en línea (1 1/4").

MARCA	MODELO	PESO	CANTIDAD
RACINE	FH-105 (NPT 1 1/4)	2.8 Kg.	2
VICKERS	DT8P1-10 (NPT 1 1/4)	2.8 Kg.	2

d) Selección de la Válvula direccional : Seleccionamos válvulas direccionales de centro entandem, de modo que cuando los sistemas no estén en uso vaya a la bomba directamente al tanque, sin pasar a través de los cilindros actuadores.

Así mismo, las válvulas son del tipo centradas con resorte, de modo que cuando el operador deja de accionarlas, el vástago -regresa automáticamente a su posición central. Es una válvula de accionamiento mecánico (palanca), cuyo modelo seleccionado es el siguiente :

MARCA	VALVULA DIRECCIONAL	MODELO	PESO
VICKERS	De 4 vías, 3 pos.	DG17S4-064C-50	15 Lbs.
RACINE		DG17S8-4C-10.	

Esta válvula irá montada en una sub placa:

MARCA	MODELO
VICKERS	DGSM-06X-50

- e) Selección de válvula de Control de Flujo : Para los cilindros hidráulicos que levantan la carga se ha seleccionado una válvula de control de flujo sin válvula check, el cual controla el volumen del fluido que alimenta a todo este sistema de elevación, cuyo modelo es el siguiente :

MARCA	MODELO	PESO
VICKERS	FG-10-45-12	44 Lb.

Para el sistema de los cilindros empujadores 2 válvulas de control de flujo que tienen un doble propósito; sirven para regular la velocidad, así como para regular o controlar la posibilidad que la carga tienda a llevarse al cilindro.

Estas válvulas de control de flujo llevan incorporadas una - válvula check, cuyo modelo es el siguiente :

MARCA	MODELO	PESO
VICKERS	FCG-10-45-12	44 Lbs.

- f) Selección de Válvula de Control Balance : Estas válvulas irán conectadas en el sistema hidráulico de levantamiento de carga. Estas válvulas con check incorporado evitarán la caída libre - de los pistones elevadores en su movimiento descendente..

De acuerdo a nuestras condiciones de trabajo, seleccionamos el siguiente modelo :

MARCA	MODELO	PESO
VICKERS	RCT-10-F1-20	28.5 Lbs.
RACINE	BHS-10-H	32.0 Lbs.

g) Selección de Manómetros :

Seleccionaremos 2 manómetros de glicerina, de las siguientes características :

MARCA	MODELO #	# DE INTERVALO	GRADUACION INTERV.	RANGO
ENERPAC	G-4037L	500	50 PSI	0-3000 Lb/pulg ²

1/2 NPT LOWER MOUNT.

6.2.5.- Cálculo de Conducciones Rígidias y Flexibles :

Cálculo de la tuberías :

a) Tubería principal de impulsión :

Según el "Criterio para dimensionamiento de tubos" - (líneas de presión), considerando velocidad máxima - de aceite 15 pies/seg. (4.57 m/seg.), en función - del caudal tenemos :

GPM	ϕ ext.	ϕ int.
35.1 - 51.0	35 x	30 o sea NPT correspondiente de 1 1/4"

Asumiendo : velocidad de 10 pies/seg.

- Calculamos el área (A).

$$A = \frac{38 \text{ GPM} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{3.75 \text{ dm}^3}{\text{Galón}}}{10 \text{ pies/seg} \times 3.28 \text{ pies} \times 1 \text{ m}}$$

$$A = 8 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 8}{\pi}} = 3.15 \text{ cm.}$$

$$D = 1 \frac{1}{4}''$$

b) Tubería de succión :

Calculamos el diámetro de la tubería de succión;

Asumiendo : Velocidad 3 pies/seg.

$$A = \frac{38 \text{ GPM}}{3 \text{ pies/seg}} = \frac{38 \times 3.75 \times 3.28}{3 \times 10 \times 60}$$

$$A = 26 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 26}{\pi}} = 5.75$$

$$D = 2 \frac{1}{4}''$$

c) Tubería de retorno :

Cálculo del diámetro de la tubería de retorno ;

Asumiendo : Velocidad 10 pies/seg.

$$A = \frac{38 \text{ GPM}}{10 \text{ pies/seg.}}$$

$$D = 1 \frac{1}{4}''.$$

Los tubos serán para alta presión sin costura, Número de Lista (Schedule) 160, según Norma ASA B 36.10.

d) Selección de tuberías flexibles y acoplamientos :

Los acoplamientos irán instalados de las tuberías rígidas a las mangueras y de éstos a la conexión o los cilindros hidráulicos ; por lo que, seleccionaremos tramos de manguera para alta presión tipo HSTI, trenzado metálico especial , con protección contra corrosión, con vulcanizado especial.

- 4 tramos de manguera con terminales machos reusables H.P. de 25 mm ϕ x 1.5 mt.
- 12 acoplamientos H.P. de 25 mm.
- 12 Bushing H.P. de 1" a 1 1/4".

e) Selección Del Tanque De Aceite :

Elección del Tamaño : Se determina en primer lugar por las condiciones generales de trabajo y, en segundo lugar, por el caudal suministrado por la bomba en un minuto y también por las condiciones climáticas del lugar, Asimismo con cantidad suficiente para no rebasar las temperatura de trabajo. (< 40 °C).

Capacidad del Depósito en volumen útil de aceite.	Condiciones de trabajo	Mínimo volumen restante de aceite.
3 Q	Para instalaciones fijas y trabajo intermitente con paro de bomba.	0.5 Q

Capacidad del tanque : $3 \times 38 = 114$ Galones.

Aireación : Todo depósito debe disponer de una suficiente aireación, la cual debe efectuarse siempre a través de un filtro correspondiente.

Tapón de Llenado : Deberá disponer de una malla de filtrado con el fin de recoger partículas extrañas durante la operación de llenado.

Control de Nivel de Aceite : Se puede efectuar por medio de una varilla de control o con indicadores transparentes, de tal manera de ver fácilmente los niveles mínimos y máximos.

Tapón de Vaciado : En el punto más bajo del depósito debe situarse siempre un tapón de vaciado. Para efectuar un cambio de aceite debe limpiarse siempre el depósito, interiormente y los filtros.

Tubería de Aspiración : Tendrá una dimensión adecuada para el aspirado de la bomba, y su extremo inferior debe de estar situado alrededor de los 20 a 100 mm. por encima del fondo del depósito.

Tubería de Retorno : Deberá procurarse siempre que las tuberías de retorno queden sumergidas en el aceite; es decir, por debajo del nivel mínimo y aproximadamente unas 2.5 veces el diámetro del tubo, por encima del fondo del depósito.

Luego seleccionamos un tanque de las siguientes características:

Marca : VICKERS

Tanque : 600 L

Peso : 266 Kg

Capacidad : 660/415 l.

Dimensiones : 1577 x 886 x 867 mm.

A fin de evitar la formación de agua en el tanque de aceite debido al trabajo del fluido, se ha considerado tener en cuenta la instalación de resistencia eléctricas dentro del tanque.

7.0.0. COSTOS DE FABRICACION

En la evaluación económica del presente Ante-Proyecto, en contramos equipos y accesorios que se pueden adquirir en el País, y otros tenemos que importarlos. A continuación exponemos el listado de los equipos y accesorios con sus respectivos precios a fecha Agosto 1990.

7.1.0 Costeo del Sistema Hidráulico (Maquinaria y Equipos)

Mercado Nacional:

Cantidad	Descripción	Costo Unitario (\$)	Costo Total (\$)
2	Válvulas de compuerta de 2.1/2 "	55	110
2	Motores eléctricos de 60 HP, 1800 RPM	5000	10,000
2	Piezas de 1" ϕ x 1m. de manguera con terminales reusables HP		600
4	Piezas de 1" ϕ x 1.5m. de manguera con terminales reusables HP	350	700
12	Bushing de 1.1/4 a 1"	16	192
2	Manómetros de glicerina de 0 a 3000 Lb/pulg ²	70	140
25	Codos de 1.1/4" x 90° radio largo de acero HP	21.2	530
5	Codos de 1.1/4" x 45° radio largo de acero HP	17	85
1	Tanque de aceite	3000	3000
	Empujador metálico 250x 250x 5000	2500	2500
1	Plataforma metálica de 1500 x 6000 x 350mm	5000	5000
	Sub-Total		23,557

Importación

Cantidad	Descripción	Costo Unitario (\$)	Costo Total (\$)
2	Filtros de succión	250	500
2	Filtros de retorno	200	400
2	Bombas de Paletas 38GPM con brida y pedestal	700	1400
2	Válvulas de alivio	500	1000
2	Válvulas check de 1.1/4"	46	92
2	Válvulas direccionales 4 vías, 3 posiciones	414	828
2	Válvula de control de flujo sin check	138	276
2	Válvula de control de flujo con check	350	700
2	Válvulas contra-balance	700	1400
100	Metros de tubería tratada de alta presión de 1.1/4"	42/m	4200
2	Pistones hidráulicos de simple efecto de 273 Ø x 2150mm	40000	80000
2	Pistones hidráulicos de doble efecto de 100 Ø x 2225mm	15000	30000
Sub-Total			120,796

Estos precios han sido obtenidos en fecha Agosto 1990, y cuyo costo total en equipos y maquinaria es el siguiente:

Nacional	:	23,557
Importado	:	120,796
		\$ 144,353.

7.2.0. Obras Civiles

Abarca las excavaciones, rotura de piso y evacuación de desmonte cimentaciones de lozas de concreto armado, etc.

Excavaciones para cilindros hidráulicos elevadores :

$$\begin{array}{r} 6.0 \times 2.05 \times 3.0 \quad 37 \text{ m}^3 \\ 3.5 \times 3.50 \times 2.0 \quad 25 \text{ m}^3 \\ \hline 62 \text{ m}^3 \end{array}$$

$$\text{Costo : } 62 \text{ m}^3 \times 80 \$/\text{m}^3 = 4,960$$

Loza de concreto:

Loza para pistones elevadores :

$$6.0 \times 2.050 \times 1.9 \text{ m} = 23 \text{ m}^3$$

Muros para desplazamiento del apilador:

$$8.05 \times 3.5 \times 0.6 = 10 \text{ m}^3$$

Loza para pistones empujadores:

$$6.0 \times 3.5 \times 0.6 = 13 \text{ m}^3$$

$$\text{Sala de bombas :} = 32 \text{ m}^3$$

$$\text{Total} = 78 \text{ m}^3$$

$$\text{Costo : } 78 \text{ m}^3 \times 300 \$/\text{m}^3 = 23,360$$

Costo total de obras civiles :

$$4,960 + 23,460 = 28,360$$

7.3.0. Montaje

Montaje de placas base para cilindros : 1 H/día = 32 H/día

Montaje de pistones elevadores 7 H x 25 d. = 175 H/día

Montaje sistema hidráulico (tanque,
bombas, accesorios, etc) 4H x 20 d. = 80 H/día

Montaje de tuberías hidráulica 6H x 20 d. = 120 H/día

Montaje de pistones empujadores	$6H \times 10d. = 60 H/día$
Total	= 467 H/día

Costo total de montaje :

467 H/día x 34 /H/día \$ 15,875

Resumen:

Maquinaria y Equipo :	
Nacional	: \$ 23,557
Importado	: \$ 120,796
Obras Civiles	:
	\$ 28,360
Montaje	:
	\$ 15,875

Una vez determinado los costos por maquinaria y equipos, obras civiles y montaje; calculamos el Presupuesto General del Proyecto; para este cálculo aprovechamos un programa preparado para costear los proyectos de Rehabilitación de SIDERPERU. Así mismo, hemos desestimado algunos rúbricos que no encajan en nuestro Proyecto, tanto para valor Nacional, como Importado.

7.5.0. Evaluación de la Rentabilidad del Proyecto de Adquisiciones e Instalación de un Apilador de Planchones.

La realización del proyecto implicará por efecto de ahorros y aumento de productividad, un aumento en los ingresos del orden de \$ 1,720,800., según se detalla :

-Por instalación del apilador de planchones, tenemos 7 operaciones de cargaño, generando un ahorro de 8 días 6 horas/año que es igual a :

$$8 \text{ d. } 6 \text{ h./año} \times 34 \text{ \$ / h.} \quad 6,732$$

-Por horas dejadas de producir:

$$8 \text{ d. } 6 \text{ h/ año} \times 7,066 \text{ \$/h.} \quad = 1,399,068$$

-Por asignación de un puente grúa a otras actividades, estimando, 8 h/d. :

$$2,100 \text{ h/año} \times 150 \text{ \$/h.} \quad 315,000$$

$$\text{Ingreso Total} \quad = \text{\$ } 1,720,800.$$

La inversión necesaria para la realización del Proyecto, asciende a 397,016., efectuándose todos los trabajos necesarios de instalación, montaje y puesta en marcha en un lapso de 6 meses aproximadamente.

El detalle de la inversión, se muestra en el cuadro "Presupuesto General".

La vida del Proyecto se estima para este tipo de equipos en 5 años.

Los flujos del proyecto se muestra a continuación, sabemos que los ingresos anuales son de \$ 1,720,800.

FLUJO GENERADO POR EL PROYECTO (\$)

AÑOS	INVERSION	INGRESOS
0	397,016	(397,016)
1		1,720,800
2		1,720,800
3		1,720,800
4		1,720,800
5		1,720,800

La rentabilidad medida con la Tasa Interna de Retorno (TIR), es de 433.33 Anual

El Valor Actual Neto (V.A.N.) del Proyecto, a tasas de 5,10,15,20, 100,200 y nos da como resultado los valores siguientes:

VALOR ACTUAL NETO ()

TASA ANUAL %	V.A.N.
5	7,053,147.45
10	6,126,169.87
15	5,371,372.49
20	4,749,229.37
100	1,270,009.00
150	738,436.67
200	459,843.26
400	33,046.34

Conclusión; Los indicadores de rentabilidad, nos permite concluir que desde el punto de vista económico-financiero, el Proyecto es aceptable.

C O N C L U S I O N E S

- El sistema seleccionado nos permitirá una alimentación continua al horno de planchones y a los laminadores,
- Dispondremos de un puente grúa para realizar otras actividades,
- Las estructuras metálicas (mesa, empujador, etc), los fabricaremos en nuestros Talleres, así mismo dispondremos de los patines fundidos (fierro fundido), que van entre el apilador y la mesa de rodillos,
- Se ha considerado la vida útil del Proyecto en 5 años,
- Las excavaciones, tanto para el apilador como para la sala de bombas no dificulta las instalaciones contiguas,
- Para hacer el cálculo de los costos se ha estimado $80\$/m^3$ de excavación, $300\$/m^3$ de vaciado de loza de concreto y $34\$/día$ hombre de 8 horas,
- El montaje de los equipos (sistema hidráulico, pistones Hidráulicos y accesorios), podemos realizarlo con personal de nuestra Empresa; pero en cuanto al montaje de los cilindros hidráulicos elevadores, se necesita de Asesoría Técnica,
- En el Presupuesto General del Proyecto, hemos aprovechado un Programa Económico elaborado para el Proyecto de Rehabilitación de SIDERPERU, habiendo desestimado algunos items que hemos considerado no necesarios,
- Como se ha demostrado en los rubros "Análisis Técnico y Financiero", el Proyecto es Aceptable, por lo que recomendamos su ejecución inmediata.

B I B L I O G R A F I A

TITULO	AUTOR	EDITORIAL
Trenes de Laminación	A.I.Tselikov V.V.Smirnov	URMO
Las Técnicas de Producción de Laminados	Ing ^o Roberto Villanueva	ILAFSA(1984)
Fundamentos de Laminación	W.Trinks	Interciencias (1964)
Teorías de Placas y Láminas	S.Timoshenko	URMO (1970)
Fórmulas For Stress and Strain	Raymond Roark	Mc Graw-Hill (4ta.Edic.65)
Manual of Steel Construction	AISC	7ma.Edic.70
Estructuras	L.F.Zapata	UNI-1967
Tratado General de soldadura (Tomo III)	P.Schimpke H.A.Horn	GustavoGili s.a. 4ta.Edic.74
Perfiles de Caras Paralelas	ENSIDESA	ENSIDESA,2da Edic. 74
Bombas:Teoría,Diseño y Aplicaciones	M.Viejo Zubizaray	LIMUSA-WILEY 1ra.Edic.72
Manual de Oloohidráulica	Jiménez	URMO
Circuitos Neumáticos	K.Ziesling	BLUMB,75
Flow of Fluids	CRAINE Co.	Tecnical Paper #410-74

TITULO	AUTOR	EDITORIAL
Manual de Hidráulica Básica	RACINE	RACINE Brazil
Bombas: Su Selección y aplicación	Tyler G.	CECSA, 10 Edic. 75
Diseño de Tuberías para Plantas de Proceso	H. Rase	BLUME, 1ra Edic. 73
Manual del Ingeniero Mecánico	T. Baumeister E. Avalone	Mc. Grae Hill 8va. Edic. 86
Mechanical Engineers Handbook	Colin Carmichael	John Wiley Sons, Inc. 12va Edic. 67
Construcción de Máquinas	Tochterman Bodenstein	Sistema DIN
Catálogo Gral Productos	VICKERS	VICKERS-86
Catálogo Gral Productos	REXROTH	REXROTH-87
Catálogo Gral Productos	DELCROSA	DELCROSA-88
Catálogo de Tuberías Flexibles	SIMPLEX	SIMPLEX-88
Catálogo Gral Productos	ENERPAC	ENERPAC-87
Catálogo-90	MC Master	Mc. Master-Carr
Catálogo Product Standard Falk.	SPC-82	SPC