

Universidad Nacional de Ingeniería
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**"CALCULO Y DISEÑO DE UNA ROLA DE
TIPO VERTICAL PARA PLANCHAS DE
ACERO ESTRUCTURAL DE HASTA
8 PIES POR 1/2 PULGADA"**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico-Electricista

LEONEL MARINO CASTILLO ENRIQUEZ

LIMA - PERU - 1986

CONTENIDO

PROLOGO

CAPITULO I

1.0 Introducción 2

CAPITULO II

2.0 Generalidades 4

2.1 Descripción de las máquinas roladoras 4

2.1.1 Introducción 4

2.1.2 Rolas de rodillos 5

2.1.3 Rolas tipo prensa 11

2.2 Ventajas y desventajas de la rola vertical 14

2.3 Descripción de la máquina propuesta 19

2.3.1 Principios de diseño 19

2.3.2 Descripción de la máquina 23

CAPITULO III

3.0 Teoría sobre el rolado de planchas de acero 31

3.1 Estudio elasto-plástico del acero, esfuerzos y deformaciones. 31

3.1.1 Introducción 31

3.1.2 Ensayo de tracción 32

3.1.3 Resistencia del acero estructural 35

3.2 Resistencia de elementos sometidos a esfuerzos de flexión en los rangos elástico y plástico. 37

3.2.1 Flexión en el rango elástico 37

3.2.2 Flexión en el rango elasto-plástico 42

3.3 Recuperación elástica 51

3.4 Energía de deformación 58

CAPITULO IV

4.0	<u>Determinación de los parámetros de diseño</u>	64
4.1	Capacidad nominal de la máquina	64
4.2	Diámetro mínimo de rolado	66
4.2.1	Introducción	66
4.2.2	Diámetro del rodillo	68
4.3	Fuerza de prensado	80
4.4	Velocidad de prensado, potencia	80
4.4.1	Introducción	80
4.4.2	Velocidad de prensado	81
4.4.3	Potencia de la bomba	82
4.5	Carrera máxima	83
4.6	Fuerza para alimentación de planchas, velocidad, potencia.	85
4.6.1	Descripción	85
4.6.2	Fuerza para mover la plancha	86
4.6.3	Velocidad de alimentación	88
4.7	Capacidad de la rola para anchos de plancha menores al nominal y/o diámetros de rolado mayores al mínimo.	92
4.8	Prerolado, ancho de la pestaña plana	99
4.8.1	Introducción	99
4.8.2	Ancho de la pestaña plana	100
4.8.3	Prerolado en la rola vertical	102

CAPITULO V

5.0	<u>Diseño de los elementos básicos de la rola</u>	108
5.1	Rodillo principal	108
5.1.1	Esfuerzo de flexión que soporta el rodillo.	108

5.1.2	Esfuerzo de contacto plancha-rodillo	112
5.1.3	Dimensionamiento de los muñones	114
5.2	Viga reciprocante	116
5.2.1	Deflexión para esfuerzos longitudina- les	116
5.2.2	Deflexión respecto a un eje longitu- dinal	126
5.2.3	Los dados	127
5.3	Sistema hidráulico	130
5.3.1	Introducción	131
5.3.2	Sistema hidráulico básico	131
5.3.2.1	La bomba hidráulica	133
5.3.2.2	Tuberías y mangueras	139
5.3.2.3	Filtros	142
5.3.2.4	Reservorio	143
5.3.2.5	Válvulas	145
5.3.2.6	Cilindros hidráulico	147
5.4	Sistema de alimentación de planchas	151
5.4.1	Introducción	151
5.4.2	Cilindros auxiliares de alimentación	153
5.4.3	Acumulador hidráulico	154
5.4.4	Motor hidráulico	154
5.4.5	Trasmisión de potencia motor-rodillo	157
5.5	Control de carrera de la viga	159
5.6	Tableros de control - Equipo eléctrico	162
5.6.1	Panel de control	162
5.6.2	Tablero estacionario	163
5.6.3	Equipo eléctrico	163

CAPITULO VI

6.0	<u>Elementos estructurales- Equipos auxiliares</u>	167
6.1	Bastidor	167
6.1.1	Dimensionamiento del bastidor	169
6.1.2	Fijación de las columnas principales	174
6.1.3	Fijación de columnas secundarias	178
6.1.4	Guías de la viga reciprocante	178
6.1.5	Placa superior de sujección	186
6.2	Patines soportaplancha	190
6.3	Mesa portátil	191
6.4	Mantenimiento	192
6.4.1	Mantenimiento del sistema hidráulico	192
6.4.2	Mantenimiento de equipos eléctricos	197
6.4.3	Mantenimiento mecánico	199
6.5	Lista de repuestos	201

CAPITULO VII

7.0	<u>Costo del equipo</u>	203
7.1	Introducción	203
7.2	Costo de la parte estructural	204
7.3	Costo de la parte hidráulica	205
7.4	Costo de la parte eléctrica	206
7.5	Costo de otros componentes	207
7.6	Resumen	208

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 209

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS 213

APENDICES 216

PLANOS

TABLAS

<u>Nº</u>	<u>CONTENIDO</u>	<u>PAG.</u>
1	Esfuerzos de fluencia y rotura de los <u>ace</u> ros <u>estructurales</u> más utilizados.	36
2	Rolas horizontales marca LLOYDS	66
3	Momentos flectores, necesarios para cur- var planchas de ancho unitario.	71
4	Flechas máximas admitidas por los fabri- cantes en los rodillos de las rolas.	74
5	Máximo momento flector que soporta una plancha sin llegar a estados plásticos.	101
6	Capacidad de la rola para el prerolado.	107
7	Aceros adecuados para fabricar el rodillo.	114
8	Dimensiones de la viga que cumplen con los requisitos mínimos de momento de inercia y módulo resistente.	124
9	Accites hidráulicos que podrían usarse.	139
10	Presión máxima de trabajo para tuberías ASTM A53 B, y capacidad de flujo.	141
11	Características de un motor hidráulico.	156
12	Dimensionamiento del bastidor de la rola.	171

PROLOGO

El presente trabajo de tesis tiene principal finalidad de presentar a la Rola Vertical, equipo que no se encuentra en los talleres metalmecánicos de nuestro país.

La razón fundamental por la que no se conoce esta máquina en nuestro medio es porque alcanza sus más altas eficiencias cuando hay que curvar planchas muy gruesas, de hasta 8 pulgadas (200 mm) de espesor, inclusive, estos trabajos no se acostumbra realizar en la industria local.

Otros fines de este trabajo son ; presentar teoría referida al curvado de planchas de acero, sometiéndolas a esfuerzos que las lleven a estados plásticos; proposición de una rola para planchas de acero de hasta 8 pies por 1/2 pulgada, incluyendo cálculos de sus componentes y planos de fabricación; estimado del costo de fabricación del equipo.

Debo agradecer a los Srs.Ings. : César Martínez -- del Castillo y Héctor Quispe Ledesma, por su asesoramiento, Erich Brammertz, de la compañía del mismo nombre, quién me facilitó información sobre equipos hidráulicos REXROTH y, - muy especialmente al Ing. Enrique Sarmiento Sarmiento por su invalorable colaboración.

INTRODUCCION

La operación de rolado de planchas, platinas, barras y perfiles tiene muchísima importancia en la industria metal mecánica. Si nos pusiésemos a enumerar los equipos que han requerido de elementos rolados para su fabricación vamos a darnos cuenta de que son varias decenas, de allí la gran importancia de las rolas.

Dentro de este panorama, el presente trabajo tiene - por finalidad mostrar en detalle una máquina roladora del tipo vertical, máquina que no se conoce en la industria local a pesar de tener varias ventajas sobre las rolas horizontales las que sí se usan en nuestros talleres metal mecánicos. Los alcances de esta tesis son :

En el capítulo 2, denominado Generalidades, hago una presentación de los diferentes tipos de rola existentes, - sin poner énfasis en las descripciones sino más bien colocando gráficos que aclaren la forma particular de trabajo. En este mismo capítulo enumero las ventajas y desventajas de la rola vertical y por último doy una descripción de la máquina materia del trabajo.

El capítulo 3, recoge la teoría necesaria para el -

análisis del rolado de planchas, destacando el hecho de -- que se trata de un proceso elasto-plástico. A fin de tener una curva aproximadamente representativa de la resistencia del acero estructural, introduzco en esta parte el concepto de curva idealizada del ensayo tracción Vs. deformación para el acero estructural, ello para hacer posible un análisis simplificado para el proceso.

En el capítulo 4, determino los parámetros de diseño de esta rola para la capacidad nominal propuesta, procurando que su producción, tanto en calidad como en cantidad no sea inferior a la de la común rola horizontal.

Los capítulos 5 y 6 abarcan lo concerniente al diseño en sí de los elementos constitutivos de la rola. Naturalmente simplifiqué el equipo al mínimo necesario a fin de -- que su costo de fabricación no sea elevado ni complicados su diseño y funcionamiento. Procuro también en lo posible usar materiales disponibles en el mercado local.

En el capítulo 7, se estima el costo total del equipo para ver si desde este punto de vista es o no comparable -- con una rola horizontal de capacidad similar.

Finalmente anoto las conclusiones extraídas durante -- la ejecución de la tesis, presento la bibliografía fundamental utilizada, incluyo los planos de fabricación y, en el apéndice, muestro los listados de los programas BASIC -- utilizados durante el diseño.

2.0

GENERALIDADES

2.1 Descripción de las máquinas roladoras.

2.1.1 Introducción

Como quiera que el rolado de planchas es una de las operaciones que se efectúan con más frecuencia en los talleres metalmecánicos, es difícil encontrar alguno que carezca de una rola. Por el contrario, no extraña que en cada taller de trabajos metalmecánicos medianamente equipado hayan 2 ó incluso a veces más de 2 rolas.

Como ejemplos de equipos que poseen elementos rolados tenemos todo tipo de tanques como son : de almacenamiento, mezcladores, reactores, cisternas, etc.; también las tuberías de diámetros medianos y grandes como son las de conducción (acueductos, oleoductos) y las de presión; así -- mismo tenemos a los calderos pirotubulares, cascos de molino, chimeneas, poleas de fajas transportadoras, cubiertas de turbinas, en fin, son decenas de equipos.

Por ello la rola es una máquina de gran demanda y de allí que sean muchos los fabricantes que la tengan entre sus líneas de producción.

Al igual de lo que ocurre con cualquier producto, -

cuando un fabricante halló un tipo de rola nueva, procedió inmediatamente a patentarla, por eso, con el transcurrir - del tiempo, se fueron inventando diversas formas de rolas. Las voy a presentar en 2 grupos :

- a) De rodillos
- b) Tipo prensa

2.1.2 Rolas de rodillos

Estas son las más comunes en nuestro medio, tienen 3 o más rodillos horizontales. A su vez las sub-dividiré en 2 grupos:

- Asimétricas
- Simétricas

2.1.2.1 Rolas asimétricas de rodillos

Se les llama así porque sus rodillos inferiores no mantienen simetría respecto al rodillo superior.

Este grupo supera en el doblado inicial ó "pestañado" a las rolas simétricas por cuanto permite que los rodillos inferiores se aproximen entre sí, aunque hay algunos modelos de rolas simétricas que permiten llegar también a esta situación.

Este sistema no es muy adecuado para el rolado de conos, es muy limitado en ello. Además, volviendo al doblado inicial, una vez que se ha curvado uno de los extremos de la plancha hay que sacarla de la rola, darle un giro de 180° y volverla a meter a la máquina para curvar el

otro extremo . Esta operación implica pérdidas de tiempo que no convienen a ningún taller.

Existen diversas versiones dentro de este conjunto, las que se diferencian entre sí por los movimientos de sus rodillos inferiores que se ejecutan sobre planos diferentes, mientras que el rodillo superior gira sobre un eje fijo en todos los casos.

Las figuras 1,2 y 3 nos muestran vistas de tres versiones acompañadas de esquemas que explican su forma de trabajo; el primero es un modelo muy antiguo que ya no se fabrica, el segundo es otro modelo poco conocido, mientras que el tercero, figura 3, muestra una versión muy usada.

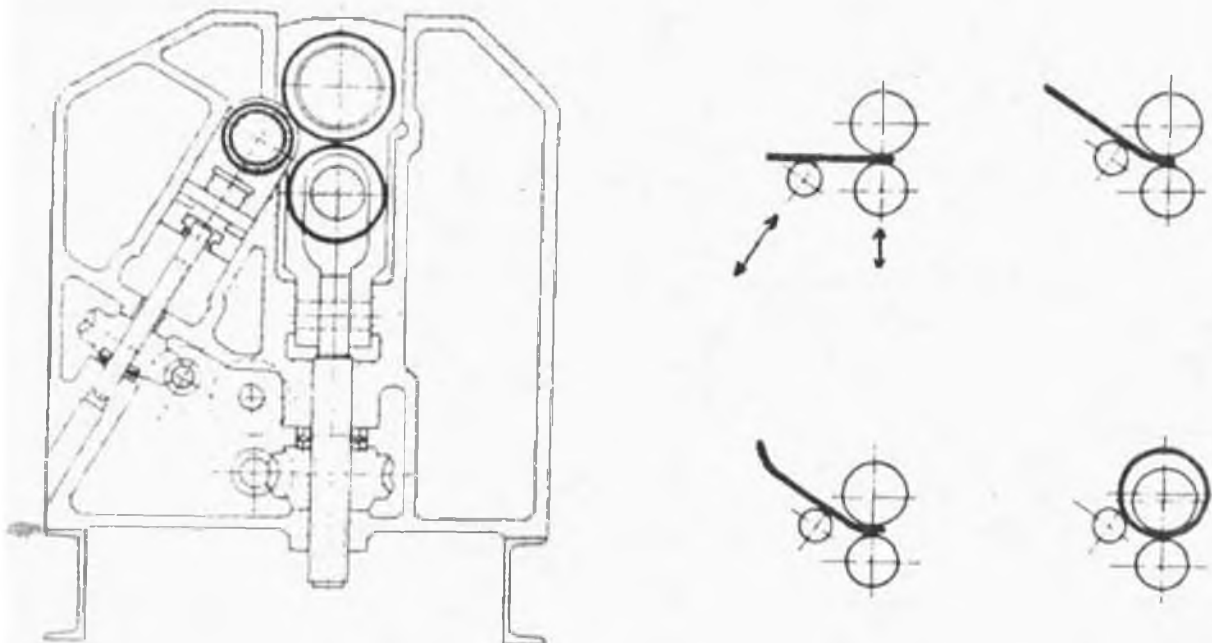


Figura 1. Sección transversal y forma de trabajo de una rola muy antigua, actualmente en desuso.

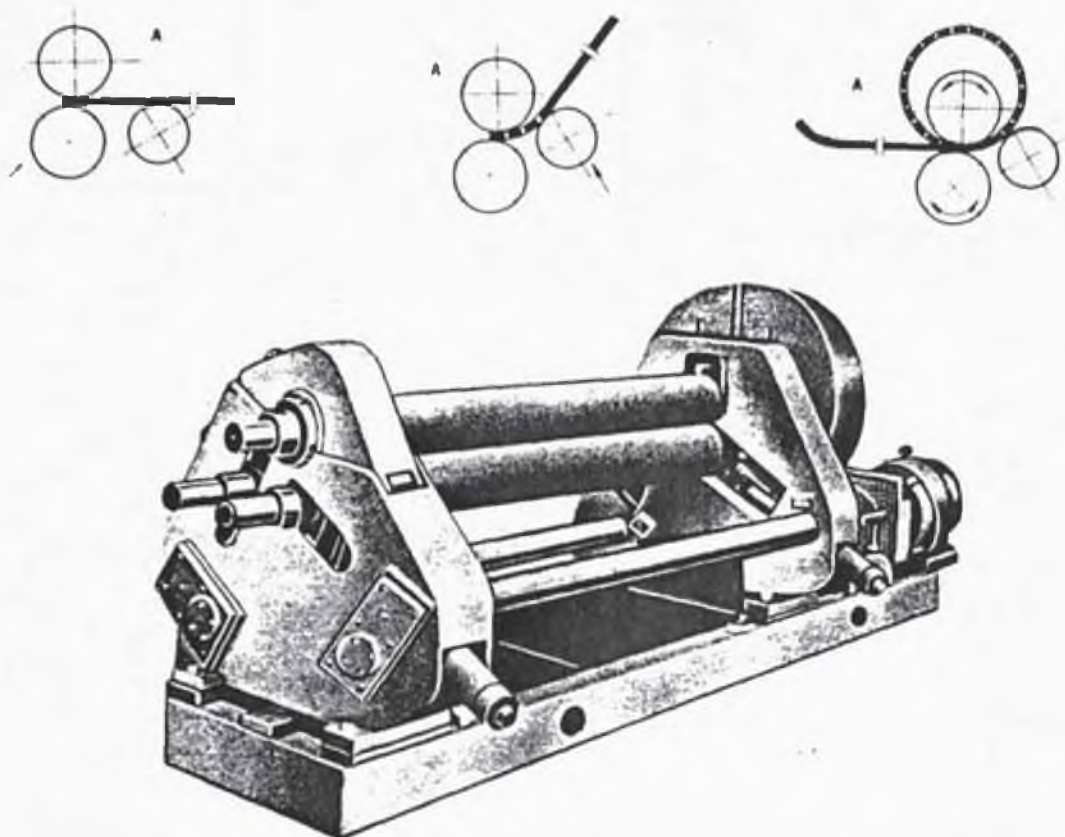


Fig. 2 Forma de trabajo y vista de un segundo modelo, el -
cual es de poco uso.

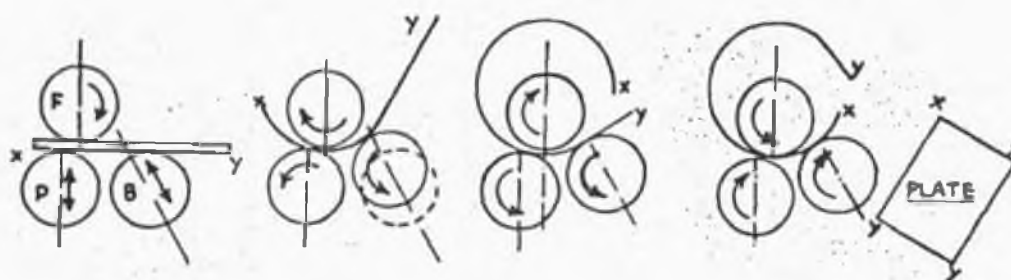


Fig. 3 Tercer modelo asimétrico, es el más utilizado.

2.1.2.2 Rolas simétricas de rodillos.

En el funcionamiento de estas hay simetría en el recorrido de los rodillos inferiores respecto del superior cuando se trata de una de tres rodillos y la simetría es respecto de los dos rodillos centrales cuando ellos son 4.

Las denominadas "piramidales" tienen buena aptitud para hacer rolados cónicos ya que es más fácil dar un declive al rodillo central superior, pero su aptitud para el prerolado varía; así tenemos que el modelo más sencillo -- (figura 4), no es apto para ello y deben usarse prensas ó martillo y yunque para el prerolado, en tanto que los mostrados en las figuras 6 y 7 ejecutan bien dicha operación.

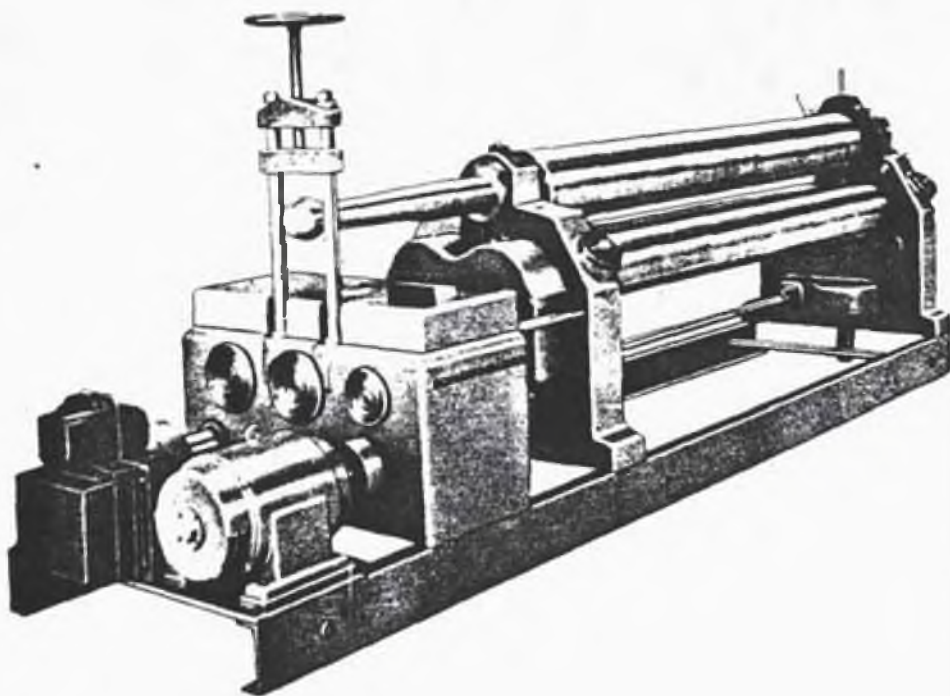


Figura 4. Rola piramidal muy utilizada.

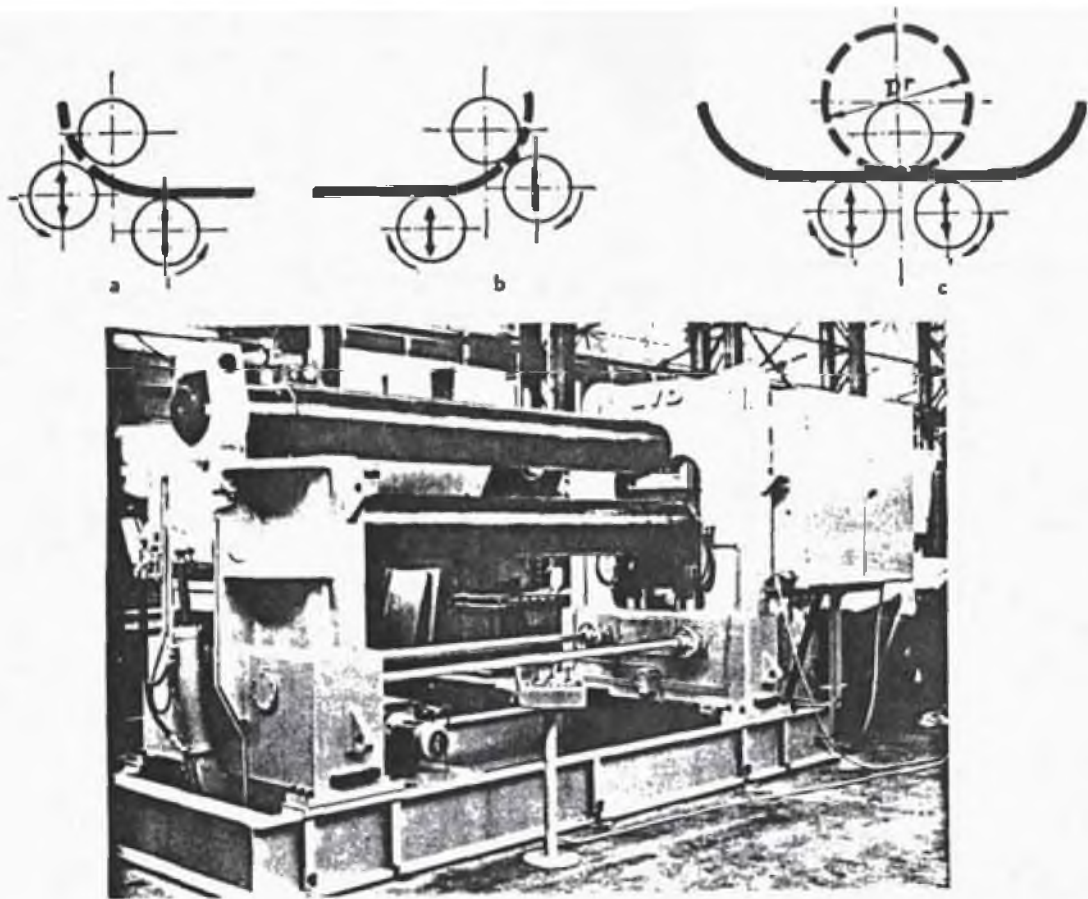


Fig. 5 Rola tipo pirámide universal, poco apta para prerolar.

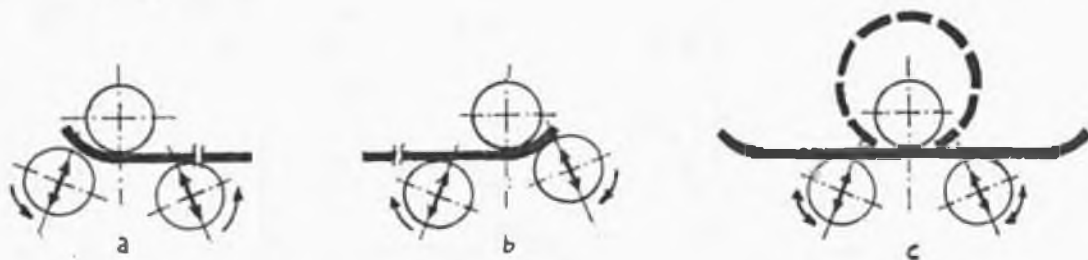


Fig. 6 Rola piramidal muy conocida, buen doblado inicial.

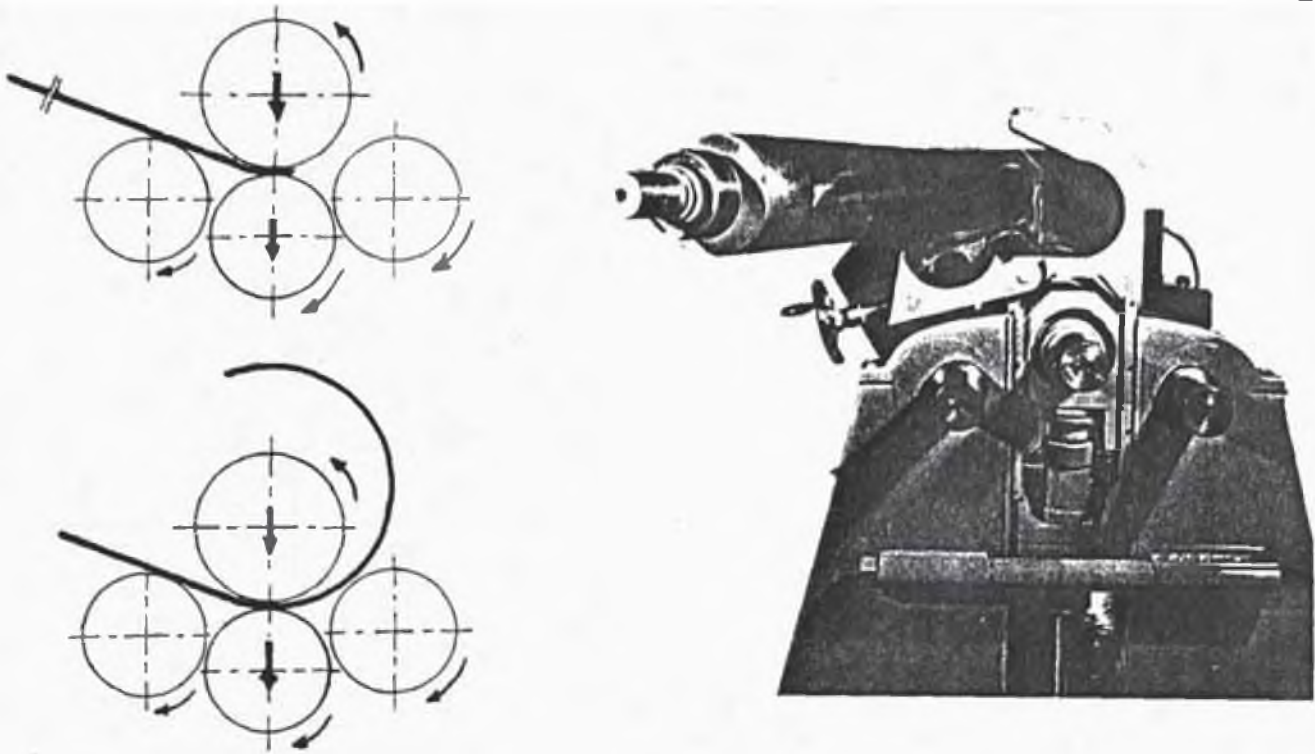


Fig. 7 Un modelo de 4 rodillos con los dos laterales fijos, buen doblado inicial.

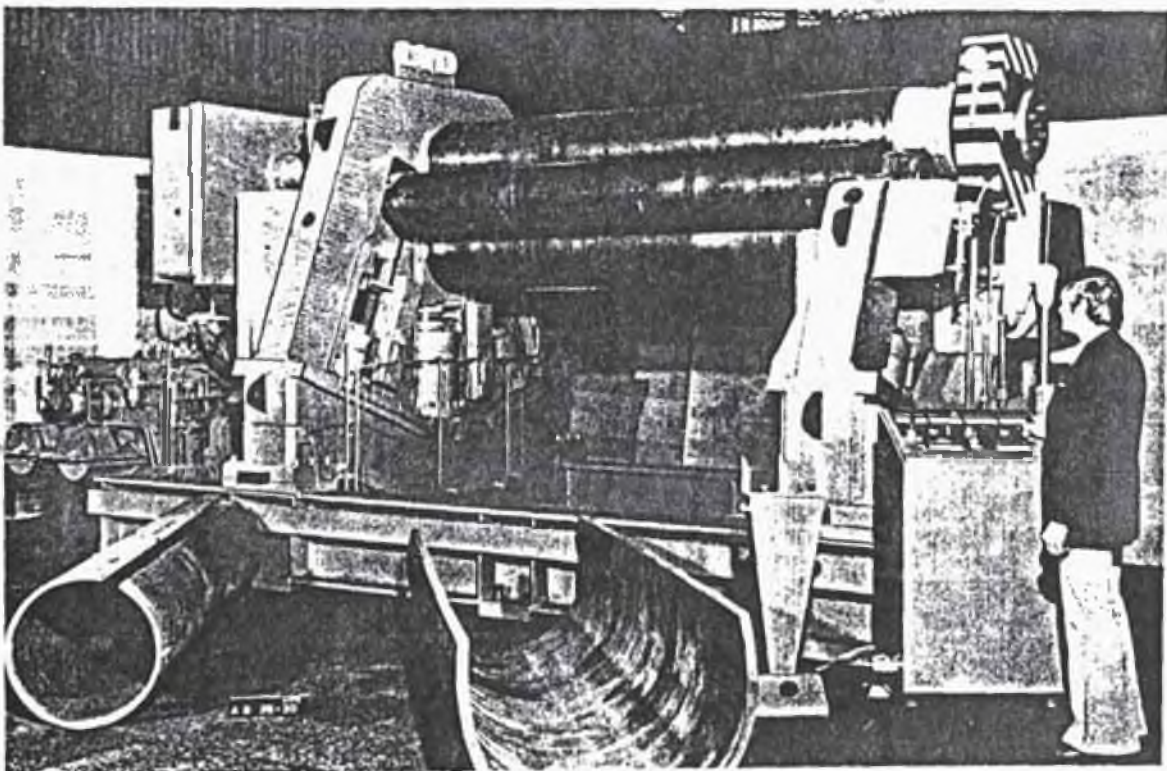
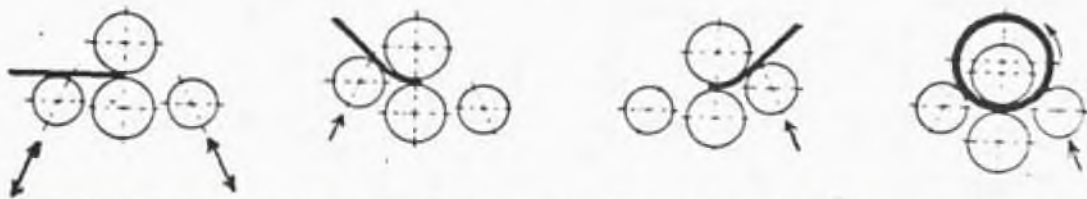


Fig. 8 Otra de 4 rodillos, el central superior es fijo

2.1.3 Rolas tipo prensa.

En estas máquinas el rolado se va haciendo tramo - por tramo y no en forma continua como en las máquinas de - rodillos.

Económicamente, el costo de éstas es inferior a una de rodillos equivalente cuando hablamos de las capacidades mayores, es decir cuando se va a rolar planchas de 2 - pulgadas o más. Dentro de este grupo distinguimos 2 tipos bien diferenciados ; las horizontales y las verticales.

2.1.3.1 Prensas horizontales para rolado.

Las prensas de tipo pórtico conforman este grupo.- Esta máquinas no se diseñan expresamente para rolar sino que hacen además otros trabajos como son ; doblados de platinas para conformar ángulos, doblados de planchas a doble curvatura para usarlas en construcción de tanques esféricos, embutidos, etc. Sin embargo, cuando rolan, tienen limitaciones derivadas de su forma de construcción. Ver fig. 9.



Fig. 9 Prensas tipo pórtico efectuando rolados.

2.1.3.2 Prensas verticales para rolado (Rolas verticales).

Se diseñan básicamente para rolar, aunque con auxi-
lio de algunos accesorios pueden ejecutar también doblados
de platinas o planchas así como rolar tubos, barras, ángu-
los, tees y otros perfiles. No tienen las limitaciones de
las prensas horizontales ya que con estas pueden formarse
cilindros totalmente cerrados para después recién extraer
los de la rola en forma de virolas.

Estas máquinas se componen de una viga recíprocante
accionada hidráulicamente la que proporciona la fuerza
para el doblado. Además tienen un accesorio estático que
resulta ubicado en el interior del cilindro que se está --
formando y que consiste en una viga de sección rectangular
con una de sus caras cortas curvada o sinó de un rodillo.
La forma de alimentación de la plancha difiere según cual-
sea el tipo de accesorio usado.

Las figuras 10 y 11 nos permiten ver sus partes --
principales y comprender su forma de trabajo.

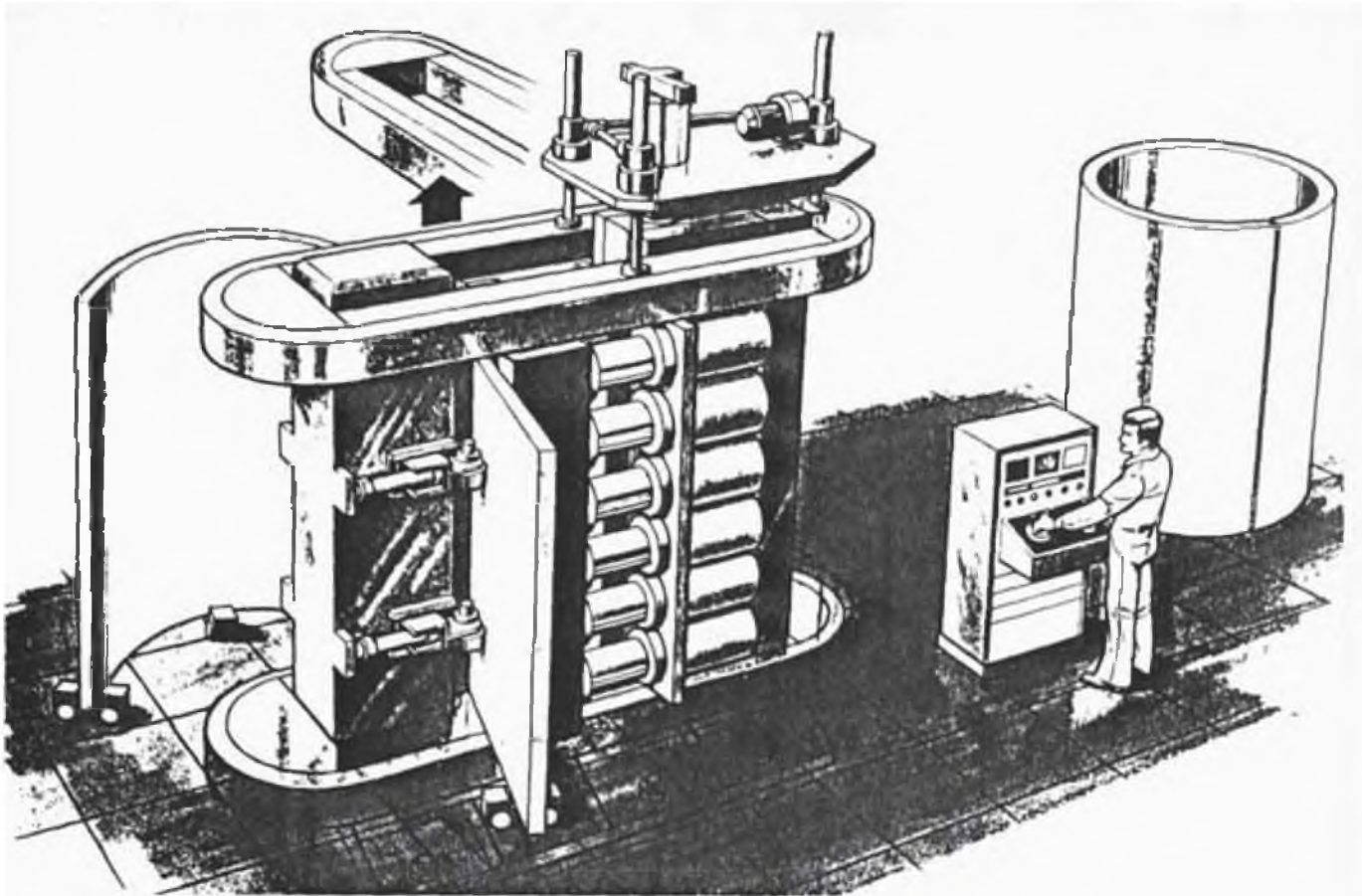


Fig.10 Esquema de una rola vertical, curvando una plancha gruesa.

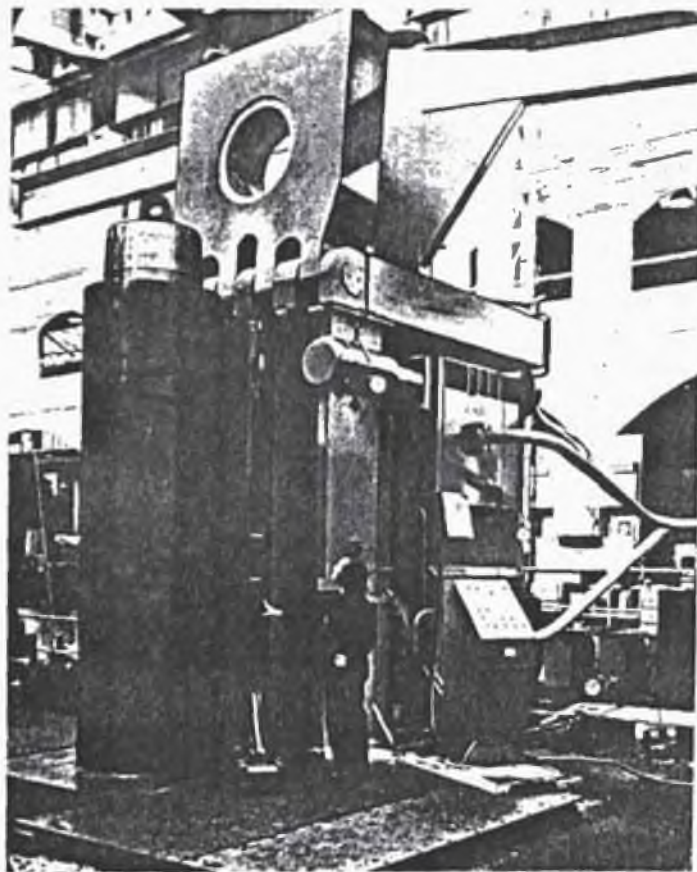


Fig.11 Rola vertical de 3000 Ton. de fuerza, para planchas de acero estructural de hasta 4000 x 75 mm.

mente sobre un piso plano, entonces, el alineamiento de la plancha con la rola se mantiene automáticamente por la perpendicularidad entre el piso y la rola.

- Exceptuando a los modelos más sofisticados de rolas horizontales de rodillos, la rola vertical supera claramente a la gran mayoría de rolas horizontales en lo referente al predoblado de bordes por tratarse de una máquina hidráulica y no incluir en sus componentes engranajes, tornillos u otros elementos similares.
- El arreglo vertical del equipo permite ahorrar área en la zona de trabajo y el mayor espacio lo va a ocupar la plancha que se está trabajando mas no así la rola. Con los modelos horizontales tanto la máquina como la plancha ocupan áreas importantes.
- La mayor disponibilidad de potencia en las rolas verticales permite efectuar rolados de planchas gruesas en un menor número de pasadas derivando esto a su vez en menor costo de producción.
- Con la rola vertical es posible corregir el curvado de tramos de tubo que se encuentren ya soldados, como puede verse en el siguiente gráfico. Ello debido también a que los prensados son locales y no se hace trabajo continuo como en las rolas horizontales.

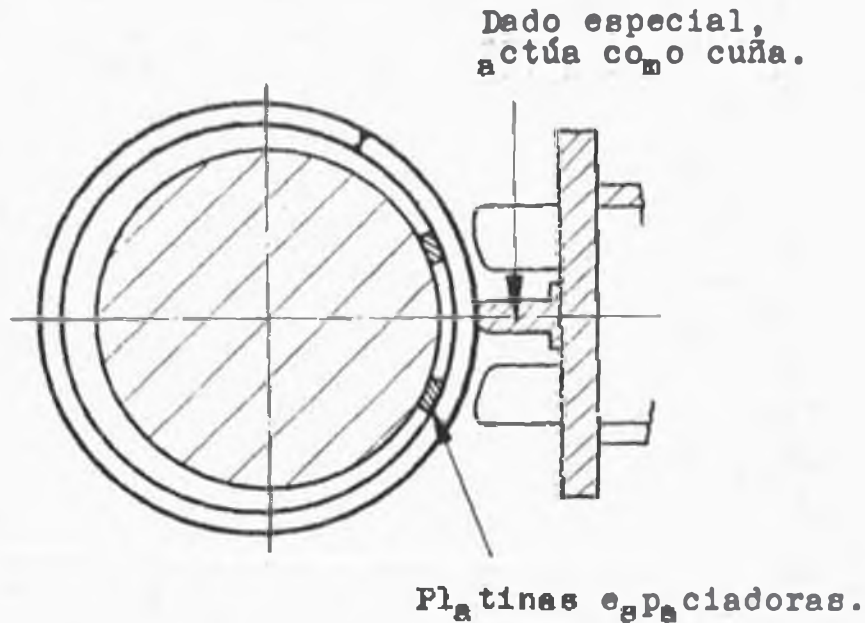


Figura 13. Con la rola vertical puede enderezarse planchas.

- Lo simple de la concepción y el diseño de la rola vertical hacen que tenga un mantenimiento fácil y económico.
- Con estas máquinas es posible obtener rolados con curvatura variable. Esto es posible obtener porque los prensados son locales y el radio de curvatura que se obtiene depende de la longitud de la carrera de la viga, magnitud fácil de variar de un golpe al siguiente en tanto que en las rolas horizontales, por ser continuo el trabajo, no pueden efectuarse variaciones en el radio del rolado.
- A una rola vertical es muy sencillo cambiarle el rodillo principal. Esto nos permite poder usar rodillos -

de diámetros menores que el que se usa para trabajar-- con la máxima capacidad y , aunque ésta se verá disminuida, nos será factible obtener rolados con diámetros menores para planchas más delgadas. Esto no lo permiten todas las rolas horizontales.

- Aún con rodillos curvadores del mismo diámetro, una rola vertical, gracias a su diseño, nos permite obtener rolados con diámetros menores de los que pueden conseguirse con la máquina horizontal.
- La cimentación a efectuar para la instalación de una rola vertical va a ser siempre sencilla porque desde su diseño se le considera como un conjunto compacto, autosostenido; para algunas rolas horizontales se requiere hacer excavaciones en el piso y preparar con cuidado la cimentación para poder lograr buen funcionamiento del equipo.

Desventajas de la rola vertical:

- No resulta económica para modelos pequeños. He visto referencias de dos fabricantes europeos donde indican que su modelo más pequeño fabricado en serie es una de 300 toneladas de capacidad de prensado, suficientes para rolar planchas de acero estructural de 10 pies de largo por $3/4$ de pulgada de espesor; existen en cambio modelos horizontales a partir de 6 pies de largo por $1/4$ de pulgada de espesor.

Las zonas de trabajo aledañas a la rola tienen que ser bien planas y deben permanecer limpias para facilitar el movimiento de la plancha durante la alimentación y el curvado.

Es necesario hacer uso de accesorios adicionales a la rola, por ejemplo los patines soportaplancha.

- Si la máquina va a ir bajo techo, es necesario que este sea bien alto. Ello porque para extraer un tramo ya rolado y cerrado es necesario elevarlo verticalmente por completo por encima del rodillo de la rola, debiéndose considerar además un espacio por el que recorrerá el --brazo de la grúa.
- Cuando el ancho de las planchas a rolar es corto, se ha ce necesario adicionar a la rola una mesa soportaplancha para que así pueda ubicársele más o menos a media altura del rodillo. Esto permitirá un trabajo más aliviado de la rola.

Los accesorios para el rolado de ángulos y perfiles son más sencillos en su conformación y más fáciles de instalar para el caso de las rolas horizontales de rodillos - que para la rola vertical.

- Van a requerirse mucha atención y maniobras si es que el borde inferior de la plancha a rolar no es recto o si es

que no va a rolarse con generatrices perpendiculares - a él. En ambos casos los patines resultarán inútiles - y habrá que usar grúas y algunos accesorios.

2.3. DESCRIPCION DE LA MAQUINA PROPUESTA

2.3.1 Principios de diseño.

La rola vertical hace uso del principio de doblado de los tres puntos.

Estos tres puntos son los siguientes:

Uno, el central, constituido por el accesorio interior, el cual puede ser un rodillo o sino una viga de -- sección mas o menos rectangular, con una de sus caras-la- que impactará con la plancha-de forma redondeada. Los o- tros dos puntos de doblado se ubican en la herramienta o- accesorio exterior, son dos dados ubicados sobre una viga reciprocante. La figura 14 nos aclara todo esto:

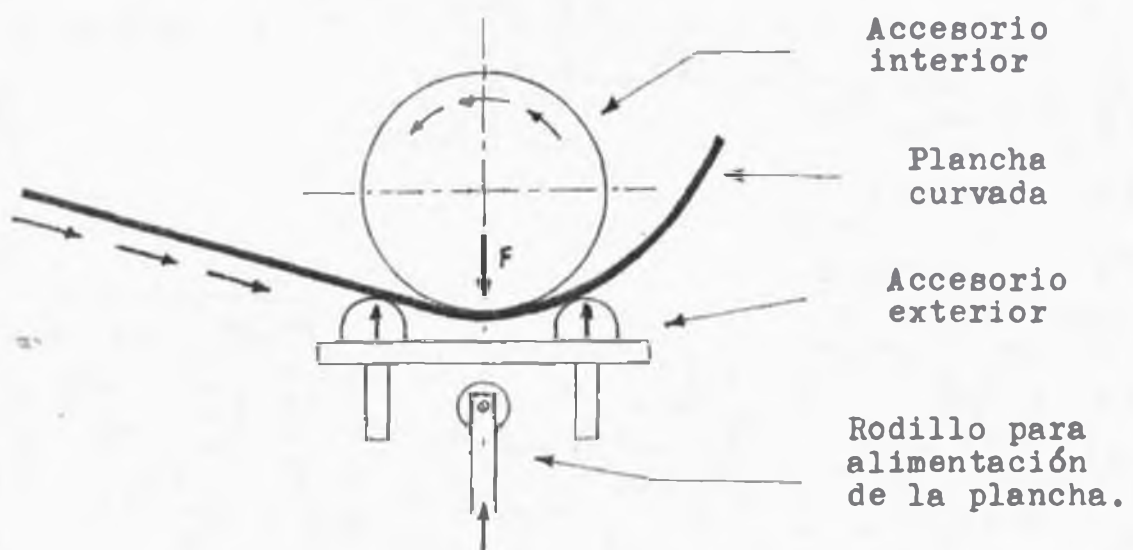


Figura 14. Forma de trabajo de la rola vertical.

El rolado no es continuo, sino que se hace por -- segmentos, de acuerdo a esta secuencia ;

Colocamos la plancha en posición vertical sobre -- unos patines deslizantes (estos no se han ilustrado en la -- figura anterior, pero se les aprecia claramente en la figu -- ra 10) a continuación se le hace deslizar de tal modo que -- uno de sus extremos se introduzca entre los accesorios de -- doblado, los cuales en ese instante están separados, porque -- la viga ha retrocedido.

Accionamos luego los rodillos del sistema de ali -- mentación de planchas, esto hará que la plancha que se es -- tá trabajando se arrime contra el rodillo principal, que -- dando en esta condición hasta el final del trabajo.

Toca el turno al accesorio exterior constituido -- por la viga reciprocante. Esta, con sus dados longitudina -- les ubicados cerca de los extremos de su parte delantera, -- presiona a la plancha contra el rodillo. Para ello hace -- uso de la fuerza que proviene de un sistema hidráulico de -- potencia y que es de una magnitud suficiente como para lle -- var al sector de la plancha que se dobla hasta un estado -- plástico, de tal forma que dicho sector adquirirá una de -- formación permanente.

A continuación la viga con sus dados retrocede, -- pero los rodillos del sistema de alimentación continúan -- presionando a la plancha contra el accesorio interior, gi --

ra este impulsado por un motor hidráulico ubicado en su -- parte inferior en un foso y hace que la plancha avance e -- introduzca un nuevo segmento de ella dentro de la máquina. La longitud de dicho avance es del orden de 5,7 ó 10 centí metros y lo ejecuta sin problemas, puesto que el peso está soportado por varios patines con bajo coeficiente de -- fricción.

Una vez que el motor hidráulico se detuvo, la viga reciprocante actúa de nuevo doblando con ello un nuevo segmento de la plancha. Este procedimiento se va repitiendo hasta terminar con toda la plancha.

Puede creerse rápidamente que una serie de aristas ó ángulos van a producirse sobre la plancha, sin embargo, lo que resulta en la práctica es una curva bastante suave; si bien no se consigue la misma uniformidad que con las rolas horizontales de rodillos, las curvas resultantes satisfacen plenamente con las tolerancias para rolado que se usan normalmente para tanques de almacenamiento, recipientes a presión, tuberías de conducción y demás elementos rodados.

Durante el proceso de rolado el radio de la curvatura que se le va dando a la plancha queda determinado por la longitud de la carrera de la viga reciprocante, cuanto mayor sea la longitud de la carrera menor será el radio resultante.

A fin de aumentar la capacidad de prerolado de la máquina es que se posibilite que los dados de la viga reciprocante puedan también colocarse en forma asimétrica - respecto del rodillo principal; otra forma de aumentar la capacidad de prerolado es con ayuda de platinas o laines. Ambas posibilidades se ven en las figuras 15 y 16.

Debe resaltarse que las rolas verticales comerciales permiten hacer cilindrados con diámetros interiores - que excedan sólo en 20% al diámetro exterior del rodillo principal, esto es, diámetros bien estrechos. Esto no es factible en las rolas horizontales, en ella, dicho porcentaje es más alto.

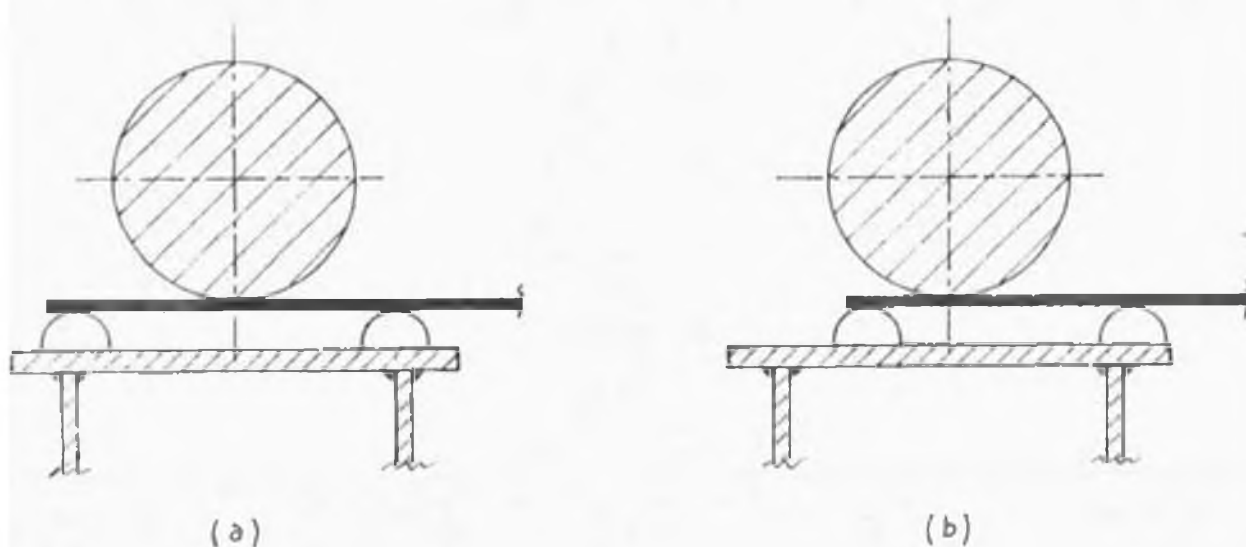


Figura 15. Posiciones de los dados: Simétricos, para trabajo normal, (a); Asimétricos para aumentar la capacidad de prerolado, (b).

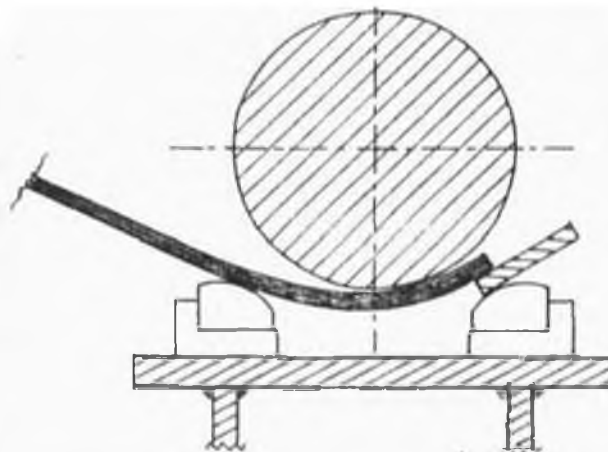


Fig. 16 Dados en posición simétrica. Uso de una lana para incrementar la capacidad de prerolado.

Rápidamente se advierte que, al usar los dados en forma asimétrica, van a surgir componentes transversales -desequilibradas en las fuerzas que la plancha ejerce sobre ellos, las mismas que se traducen en un torque que tiende a hacer girar la viga cuando esta avanza y ejecuta su trabajo. Esto se toma en cuenta en los capítulos 5 y 6 al diseñar las guías de la viga y la parte estructural.

2.3.2 Descripción de la máquina.

La rola que propongo es una máquina hidráulica, - esto en razón de que las máquinas modernas son de este tipo. Su forma de trabajo es similar al de una prensa, con la diferencia de que en esta rola la carrera de trabajo se hace en sentido horizontal, mientras que en las prensas el movimiento es en sentido vertical.

La fuerza de trabajo máxima que harán los cilindros principales es del orden de las 72 toneladas, por ello se le puede catalogar como una rola chica.

El esquema que sigue nos muestra sus principales partes y nos ayudará a comprender mejor su forma de funcionamiento.

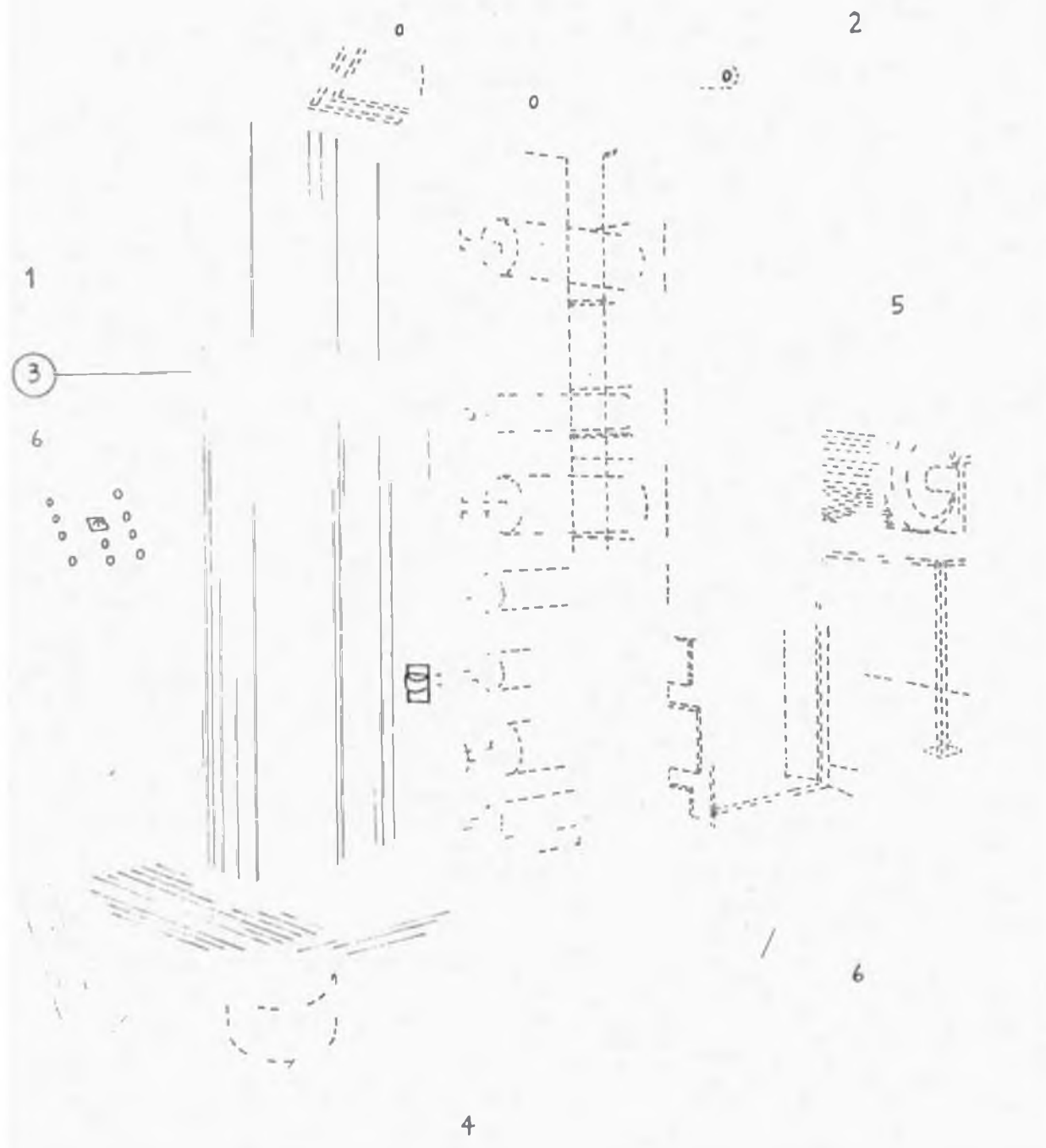


Fig. 17 Elementos que conforman la máquina propuesta.

- 1.- Rodillo principal.
- 2.- Bastidor ó soporte estructural.
- 3.- Viga reciprocante.
- 4.- Sistema de alimentación de planchas.
- 5.- Sistema hidráulico principal.
- 6.- Panel de control, equipos eléctricos.
- 7.- Cubierta metálica.

Pasando a describir cada elemento tenemos:

2.3.2.1 Rodillo principal.- Durante el curvado hace las veces de accesorio interior, y ello porque alrededor de él la plancha que se curva toma la forma cilíndrica.

Se trata de un rodillo sólido, hecho de un acero de alta resistencia a la rotura, completamente maquinado y con una superficie dura a fin de que tenga buena defensa contra el desgaste. Va montado en cojinetes de gran diámetro diseñados para tomar la carga estática total de prensado.

2.3.2.2 Soporte estructural ó bastidor.- Conformado por dos placas, superior e inferior, además por cuatro columnas, todas ellas fabricadas a partir de perfiles acanalamados de acero estructural. Los componentes del bastidor se unen entre sí por pernos, los cuales se colocan fuertemente pre-tensados con el fin de que el conjunto tenga buena rigidez aún cuando trabaje con la carga máxima. Esto derivará en un peso menor, alta seguridad, larga vida -

de servicio y menor mantenimiento.

La placa superior puede ser girada alrededor de un pin mediante el accionamiento de un pistón hidráulico; de esta forma dará acceso libre a la zona de trabajo de la rola y esto permitirá poder remover, usando una grúa, los -- tramos cilíndricos, (virolas), que se van obteniendo. Para trabajar una nueva plancha la placa superior debe vol-- verse a su posición horizontal.

Sobre la placa inferior descansa toda la rola y se le diseña de tal manera de que no vayan a propagarse fuerzas de reacción hacia los cimientos.

2.3.2.3 Viga reciprocante.- Constituye el accesorio exterior. Básicamente se compone de una placa gruesa que está en posición vertical, se le refuerza convenientemente con otras placas perpendiculares a ella y soldadas todas ellas entre sí. Esta placa es la que sostiene a los dados, elementos encargados de transmitir la fuerza proveniente de -- los cilindros hidráulicos hacia la cara exterior de la -- plancha que se está curvando tal como se ha visto en los -- principios de diseño.

Los dados tienen forma de medias cañas y están hechos de un acero muy resistente. La posición de estos dados respecto al plano vertical de simetría de la máquina -- puede variarse; para este fin, se han maquinado en la pla-

ca gruesa de la viga varias ranuras paralelas las que determinan las diversas posiciones en que se les puede ubicar.

La viga cuenta con guías en su parte superior e inferior a fin de que mantenga buen alineamiento al moverse inclusive cuando hayan componentes laterales de fuerzas actuando sobre ella.

2.3.2.4 Sistema de alimentación de planchas.- Formado por varios elementos como son:

- Motor Hidráulico.- Sostenido por la placa inferior del bastidor, es un motor de pistones "lento". Actúa impulsado por el aceite presurizado que viene de la bomba y se encarga de hacer girar al rodillo principal - ángulos prefijados de menor o mayor valor según la longitud del avance que se le va a dar a la plancha entre dos prensados sucesivos.
- Rodillos compresores.- Presionan a la plancha contra el rodillo principal de la rola, de tal modo que cuando este gire arrastre también a la plancha; son accionados por émbolos hidráulicos los que a su vez se impulsan por la bomba. Su número es de 4.
- Interruptores de límite.- Controlan la carrera de la viga y con ello el diámetro de rolado. Estos contro-

los son ajustables.

- Patines deslizantes soportaplanchas.- Fabricados con planchas y retazos de ejes, no requieren fabricarse con algún material especial. El peso máximo que podrá soportar cada uno es de una tonelada y media. Su diseño permite moverse a la plancha en cualquier dirección, tanto durante el curvado como en la alimentación.

2.3.2.5 Sistema hidráulico principal.- Consta de los siguientes elementos :

- Bomba hidráulica.- Se trata de una sola unidad, es del tipo de pistones axiales accionada por un motor eléctrico de 18 HP y 1800 RPM. Su presión nominal es 350 bar.
- Cilindros hidráulicos.- Son los encargados de proporcionar la fuerza a la viga, son en total 3 y todos ellos son iguales en su construcción y funcionamiento. Están diseñados para fabricarse de planchas de acero-estructural, barra perforada de acero al carbono y eje de acero SAE 1020; los vástagos son rectificadoss y cromados y los cilindros tienen su superficie interior rectificada. Los bujes y sellos son reemplazables.

La parte inferior de cada cilindro va empernada a las columnas de soporte de la rola y la parte superior con la ayuda de una unión bridada- se acopla a la vi-

ga reciprocante.

- Reservoirio de aceite.- Hecho con planchas delgadas de acero, el fondo es cóncavo, la tapa superior plana al igual que las cuatro paredes laterales, tienen también cuatro apoyos, líneas de succión y de retorno, línea de drenaje, indicador de nivel, tapa de llenado y respiración. Además de actuar como simple tanque para el fluido sirve también para enfriarlo, sedimentar sus impurezas y permitir que se separe el aire -- que penetró en el fluido en cualquier punto de la línea.
- Tuberías y otros elementos.- Los conductos están constituidos básicamente por tramos de tubería de acero y mangueras para alta presión, ello en el lado de carga. En el lado de succión he previsto el uso de tuberías--estándart y mangueras para baja presión.

Otros elementos importantes del sistema hidráulico son las válvulas y entre ellas tenemos las de control de -- presión, de control direccional, control de flujo, de cierre. también hay que mencionar los filtros, manómetro, línea de drenaje, etc.

2.3.2.6 Panel de control.- Será del tipo móvil, ello para facilitar el manejo de la máquina. Se le construirá con ángulos de acero estructural y planchas de fierro; recibirá - un tratamiento adecuado de pintura.

Se equipará entre otras cosas con un arrancador - electromagnético ESTRELLA-TRIANGULO, relé térmico, relés - de tiempo, botones pulsadores, contactores, lámpara de señalización, bases portafusibles, fusibles. Una vez que se colocó correctamente la plancha y se arrancó la rola este conjunto de accesorios eléctricos hará que ella trabaje au tomáticamente.

3.0

TEORIA SOBRE EL ROLADO DE PLANCHAS DE ACERO

3.1 Estudio elasto-plástico del acero, esfuerzos y deformaciones.

3.1.1 Introducción

Existen diversos métodos para analizar las distribuciones de tensiones que se producen debido a la acción de cualquier clase de carga sobre una estructura, sea esta -- última metálica ó de otra clase.

Una vez conocidas las tensiones, podemos seleccionar el material y las dimensiones de los componentes de la estructura de tal modo que ésta soporte con seguridad las -- diversas cargas en las condiciones de servicio previstas. Para ello es necesario disponer de información referente a las propiedades elásticas y características de resistencia de los materiales de construcción en las diversas condiciones de trabajo. Estos datos sólo se pueden obtener por investigaciones experimentales.

Los laboratorios de ensayos de materiales están equipados con máquinas para diversos ensayos, como son de -- tracción, compresión, torsión y flexión.

De todos los ensayos mecánicos que se les practica

a los materiales de construcción el que más a menudo se --
 les practica es el de tracción.

3.1.2 Ensayo de tracción.

Para realizar este ensayo pueden usarse máquinas me-
 cánicas o sino hidráulicas. Un modelo de máquina mecánica
 es el que se ve en la figura 18.

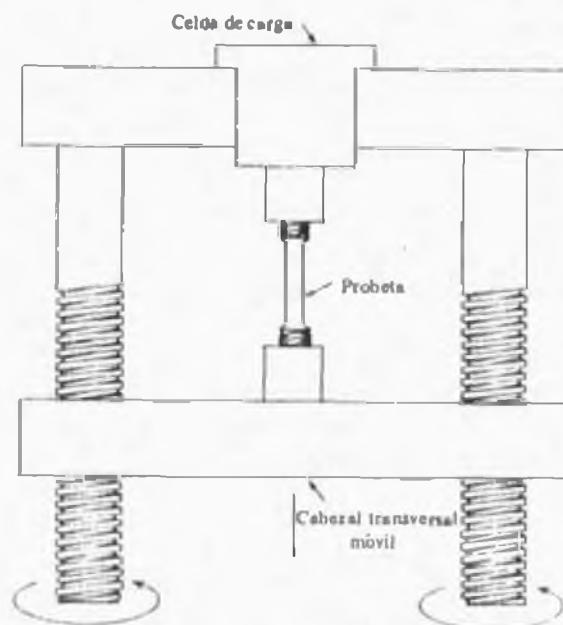
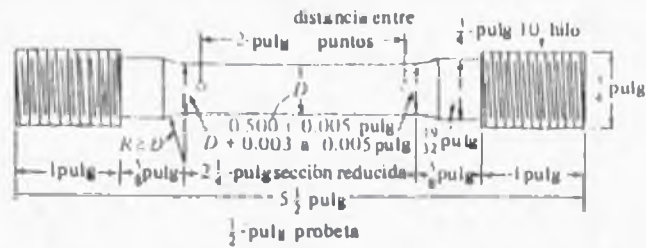


Figura 18. Máquina para ensayos de tracción. (Ref.1).

En los ensayos experimentales los resultados suelen
 verse afectados por las dimensiones y la forma de las mues-
 tras del material que se ensaya, y que se conocen técnica-
 mente con el nombre de probetas. De allí que para poder -
 establecer comparaciones entre los ensayos, se han estable-
 cido determinadas proporciones para las mismas, las que --
 han sido reconocidas como normalizadas. Una de las más u-
 sadas en Norteamérica es la que se muestra en la figura 19.



(Multiplique por 2.54 para convertir a centímetros).

Fig.19 Probeta estandarizada para ensayo de tracción.
(Ref.1).

Antes del ensayo se miden en la probeta su longitud inicial l_0 y el área de su sección transversal F_0 y en el transcurso del mismo van registrándose las cargas de deformación P con su correspondiente longitud total l . Con estos datos se calculan la tensión convencional, σ , y el alargamiento relativo, ϵ .

$$\sigma = \frac{P}{F_0} ; \epsilon = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0}$$

Estos valores son los que se ubican, con una escala adecuada, sobre unos ejes coordenados. Ver Fig.20.

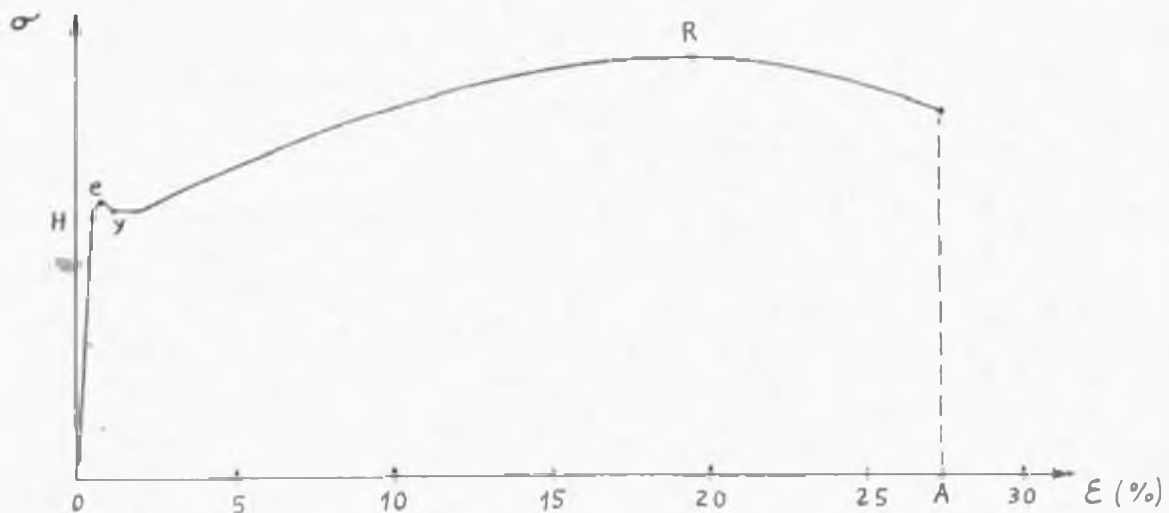


Fig.20 Diagrama tensión-deformación para acero estructural. (Ref.1).

Son datos característicos del material ;

H : Límite de proporcionalidad

e : Límite de elasticidad

y : Punto de fluencia ó límite de alargamiento

R : Resistencia a la tracción ó límite de rotura.

Mientras no se supere el límite de proporcionalidad, se usa mucho la Ley de Hooke : $\sigma = E \cdot \xi$, en la que E es un coeficiente de proporcionalidad entre los esfuerzos y las deformaciones, denominado Módulo de elasticidad o de Young con un valor característico para cada material. Para los aceros : $E = 21,000 \text{ Kg/mm}^2 = 3.0 \times 10^7 \text{ PSI}$.

El límite de elasticidad es el esfuerzo máximo -- desde el cual la probeta recupera su longitud primitiva -- una vez que se suprime la carga; sobrepasado este se producirán alargamientos permanentes, y aquel valor de esfuerzo para el cual el material se alarga significativamente se conoce como Límite de fluencia. Este último valor es el más importante para los diseños de Ingeniería.

Pasada esa zona, la de fluencia, la curva muestra una clara inflexión y ello porque ha empezado el endurecimiento. Aumentando la carga se produce un alargamiento que avanza rápidamente hasta el límite de rotura R.

Las curvas obtenidas en ensayos de tracción de materiales dúctiles (acero estructural, cobre, bronce, latón, polímeros sintéticos), muestran muy claramente la zona de-

fluencia; por el contrario, las curvas de ensayos hechos - con materiales frágiles (aceros de alta resistencia, hierro fundido, concreto), no permiten observar con facilidad donde empieza la fluencia, debiéndose usar para el diseño el límite de fluencia convencional del 0.2%. Ver fig.21.

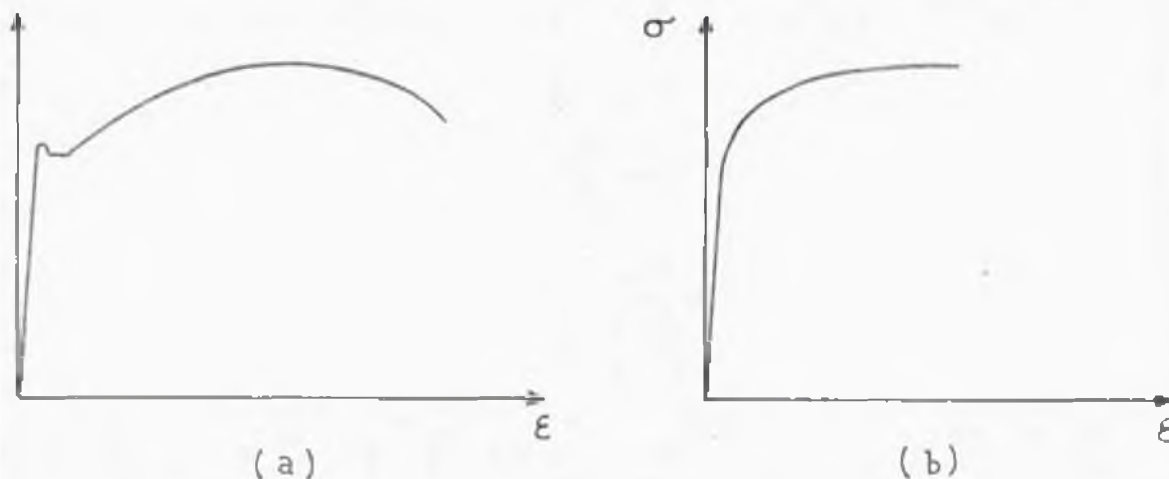


Fig. 21. Curvas típicas "Esfuerzo vs. deformación"
a) material dúctil. b) material frágil.

Para el acero estructural, la tensión en el punto de fluencia es alrededor del 55 a 60 por ciento de la resistencia a la rotura. El alargamiento a la rotura es de algo así como 25 por ciento.

3.1.3 Resistencia del acero estructural.

El rolado es un proceso de conformación que implica producir sobre la plancha esfuerzos que la lleven hasta un estado plástico. Por ello, es necesario conocer en detalle la curva de esfuerzos de los aceros estructurales y, sobre todo, saber cuáles son los valores de esfuerzos de fluencia de las variedades más utilizadas en nuestro medio. Ver la tabla 1.

TABLA 1

Esfuerzos de fluencia y de rotura para diversos aceros estructurales, los más utilizados en la industria local. (Ref.20)

Especificación del acero	Esfuerzo de fluencia		Esfuerzo de rotura	
	Kg / mm ²	KPSI	Kg / mm ²	KPSI
ASTM A 36 estructural	25.3	36.0	42.2	60.0
ASTM A 283 °C estruc.	21.1	30.0	38.7	55.0
ASTM A 285 °C caldero	21.1	30.0	38.7	55.0
ASTM A 242 corten	35.2	50.0	49.2	70.0
ASTM A 131° A naval	22.5	32.0	40.8	58.0
PG - E - 24 Siderperú	23.9	34.0	40.8	58.0
PG - E - 21 Siderperú	21.1	30.0	37.0	54.0
PG - NA naval Siderperú	23.5	33.0	41.0	58.0
Comercial, Siderperú	No garantiza ningún valor específico			

$1 \text{ Kg / mm}^2 = 1.422 \text{ KPSI}$
 $1 \text{ Kg / mm}^2 = 9.81 \text{ MPa}$

Refiriéndonos siempre al acero estructural y a otros materiales dúctiles, hay que resaltar el hecho de que la curva obtenida en un ensayo a compresión es similar en forma y en sus proporciones a la obtenida en el ensayo de tracción. Este hecho va a facilitar significativamente el análisis de la flexión de elementos hechos con estos materiales y también de los rolados; ver la figura 22.

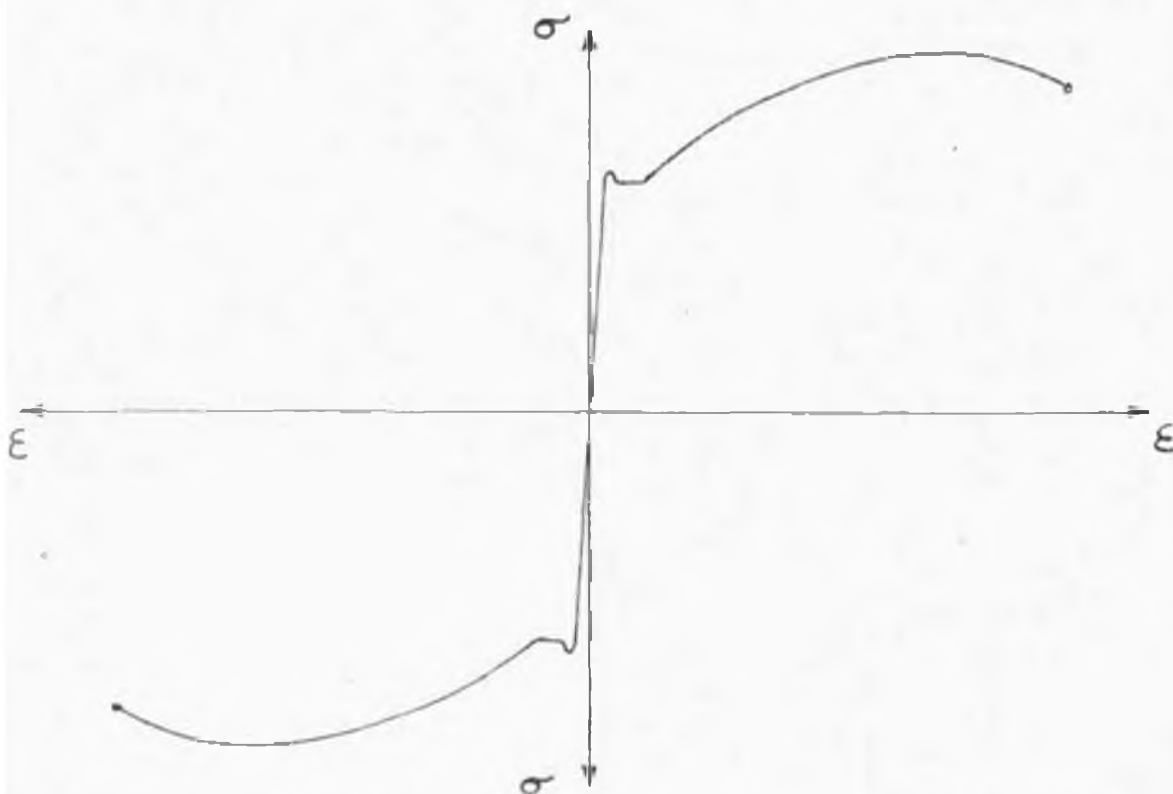


Figura 22. Simetría entre las curvas de tracción y compresión para el acero estructural. (Refs. 2, 3,4).

3.2 Resistencia de elementos sometidos a esfuerzos de flexión en los rangos elástico y plástico.

3.2.1 Flexión en el rango elástico.

Un caso ideal para el curvado de planchas ó doblado de vigas es el de la flexión pura. Es ideal porque al

aplicar este tipo de carga se obtiene un radio de curvatura constante a todo lo largo del doblado y ello se debe a que el momento flector es constante en todo él.

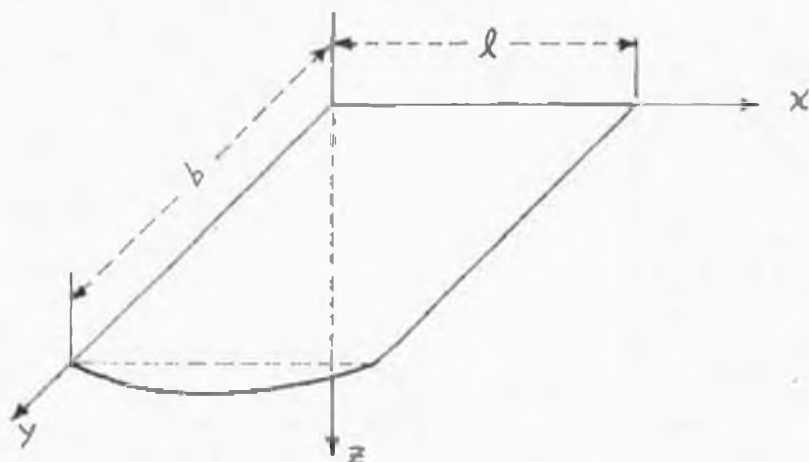


Figura 23. Ubicación de ejes y sentido del curvado.

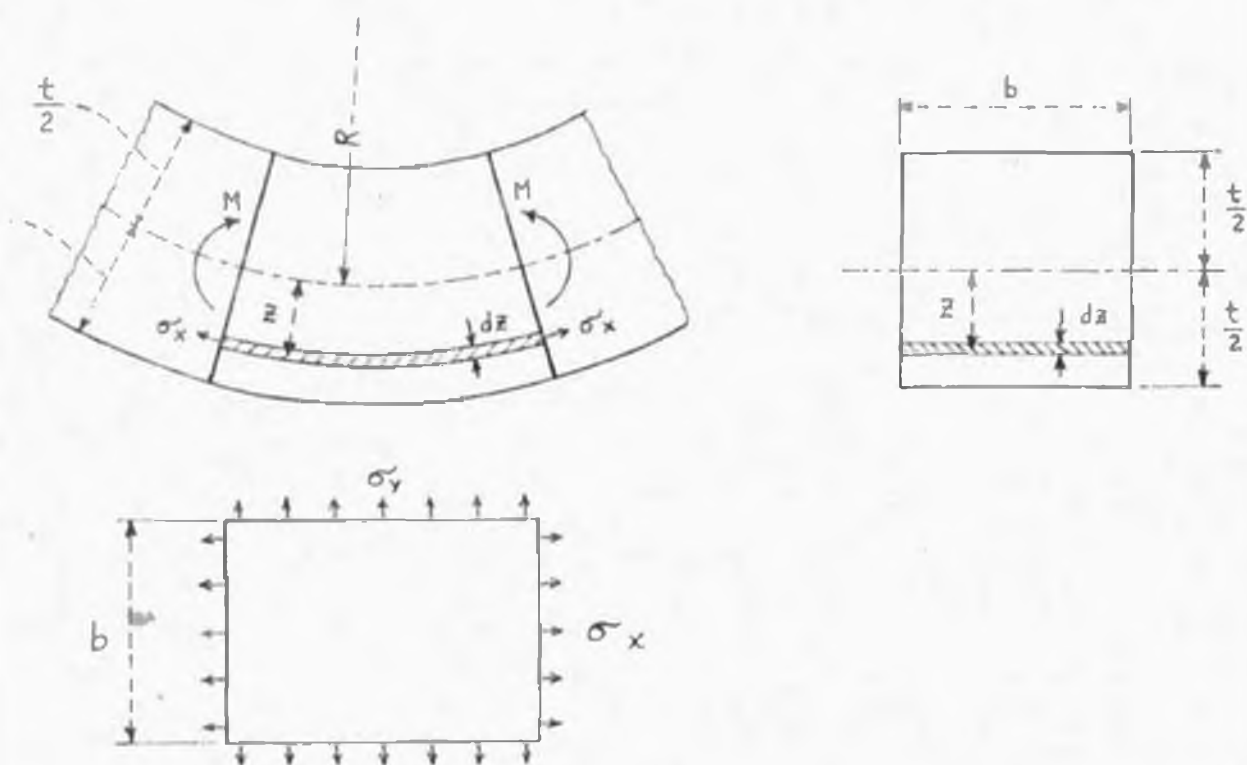


Figura 24. Esfuerzos resultantes, plano de análisis (Ref. 5).

Haciendo uso de la Ley de Hooke, los alargamientos unitarios ϵ_x y ϵ_y en términos de los esfuerzos normales σ_x y σ_y que actúan sobre el elemento mostrado son :

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\mu \sigma_y}{E} \quad (3.1)$$

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\mu \sigma_x}{E} \quad (3.2)$$

donde :

E es el módulo de elasticidad y μ es la relación de Poisson del material.

Si el ancho b del elemento que se curva es de una dimensión similar o del mismo orden que el espesor t , entonces el material al curvarse no va a tener dificultad para distorsionar su sección transversal, podrán sus elementos desplazarse libremente según el eje transversal y . Por ello, $\sigma_y \approx 0$. Ver figura 25.

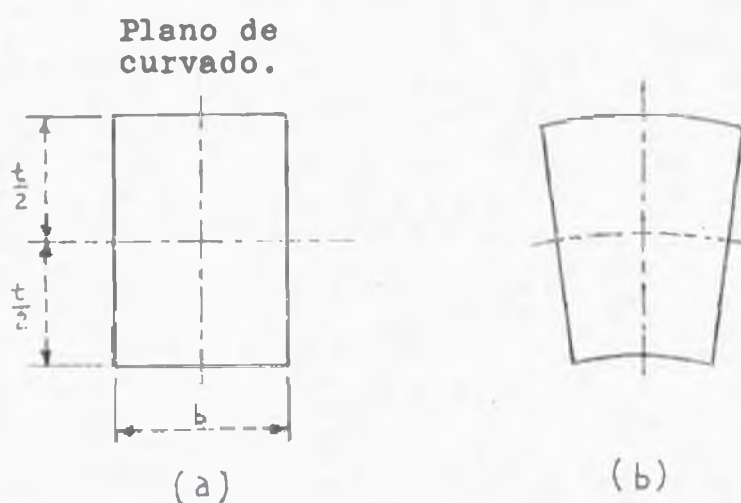


Figura 25. Distorsión de una sección transversal por efecto del doblado. (a) Sección inicial, (b) Sección final.

Para este caso, en que el espesor t es comparable con el ancho b , con $\sigma_y = 0$ la expresión (3.1) queda convertida en :

$$\epsilon_x = \sigma_x / E \quad (3.3)$$

que es la muy conocida Ley de Hooke de la Resistencia de Materiales.

Los señores G. Sangdahl, E. Aul y G. Sachs presentaron en 1948 un gráfico que muestra la variación de la relación de esfuerzos σ_y / σ_x contra la relación del ancho al espesor, b/t , de la placa que se curva. Dicho gráfico es el resultado de sus experiencias. Ver figura 26.

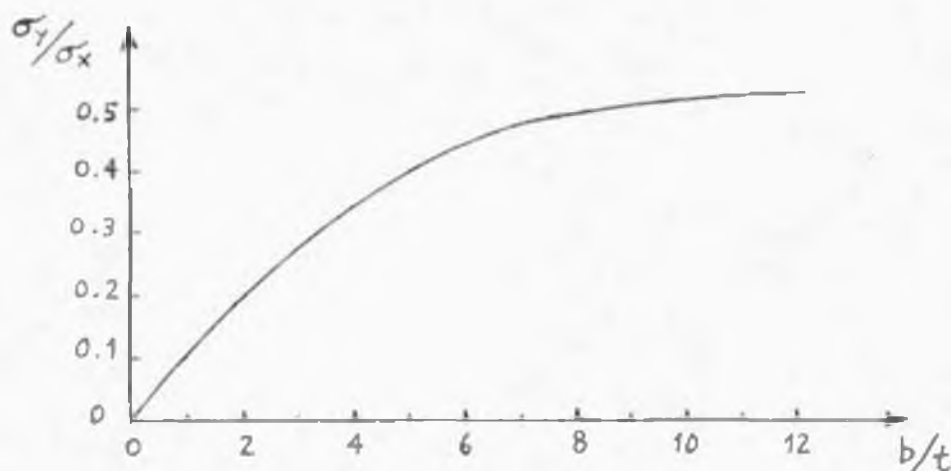


Figura 26. Efecto de la relación de ancho a espesor sobre la biaxialidad. (Ref.6, Pág. 597).

Del gráfico anterior puede apreciarse que, para relaciones ancho a espesor iguales ó mayores que 8, ya no se puede dejar de lado a la tensión transversal σ_y . Únicamente los bordes de la placa tendrán libertad para desplazarse lateralmente, mientras que la mayor parte, constituida por

la zona intermedia, se halla confinada y no va a poder desplazarse. En consecuencia, para las relaciones ancho-a espesor mayores que 8 se tendrá :

$$b/t \geq 8 \Rightarrow \epsilon_y = 0 \quad (3.4)$$

Reemplazando ϵ_y en (3.2), simplificando E y despejando σ_y tenemos :

$$\sigma_y = \mu \cdot \sigma_x \quad (3.5)$$

Sustituyendo (3.5) en (3.1) y factorizando quedan :

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x \cdot (1 - \mu^2)}{E} \quad (3.6)$$

$$\sigma_x = \frac{\epsilon_x \cdot E}{1 - \mu^2} \quad (3.7)$$

Aplicando la ley de Hooke a doblados se concluye -- que el alargamiento unitario ϵ_x para una fibra es función radio de curvatura R de la línea neutra de la plancha y de la distancia de dicha fibra a la línea neutra, o sea, Z . Ver figura 24.

$$\epsilon_x = Z / R \quad (3.8)$$

Teniendo en cuenta que hay similitud entre las curvas de tracción y de compresión para los aceros, la línea neutra durante el doblado coincidirá con la línea media de la placa.

Con (3.8) en (3.7), tenemos para el esfuerzo longitudinal :

$$\sigma_x = \frac{Z \cdot E}{R \cdot (1 - \mu^2)} \quad (3.9)$$

El momento M, necesario para el doblado, se obtiene por integración de la expresión (3.9) para toda una sección transversal :

$$M = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x \cdot b \cdot Z \cdot dZ \quad (3.10)$$

reemplazando (3.9) en (3.10) y ejecutando se resulta :

$$M = \frac{b \cdot E \cdot t^3}{12 R \cdot (1 - \mu^2)} \quad (3.11)$$

expresión que nos servirá para calcular el momento de flexión mientras no salgamos de la zona elástica.

3.2.2 Flexión en el rango elasto-plástico.

3.2.2.1 Introducción.

El curvado plástico de una barra ó el de una plancha puede parecer a primera vista muy fácil de analizarse matemáticamente, pero en realidad no es así. Una solución completa y exacta no se conoce todavía, todo lo que existe hasta hoy son teorías basadas en una serie de asunciones y que proporcionan resultados con diversos grados de aproximación. Dichas teorías suelen plantearse para casos particulares y suelen chequearse experimentalmente.

Ya sabemos que, durante el proceso de rolado, la deformación unitaria para cada fibra de la plancha se halla con la relación (3.8) $\epsilon_x = Z/R$; es evidente que dicha re

lación vale también para los curvados que alcanzan la zona plástica porque se deriva sólo de asuntos geométricos del curvado en sí.

El esfuerzo unitario que corresponde a dicho alargamiento se toma de la curva de ensayo del material y es así que, la distribución de los esfuerzos a lo largo del espesor de la plancha irá variando según que la curvatura se vaya acentuando. Ver figura 27.

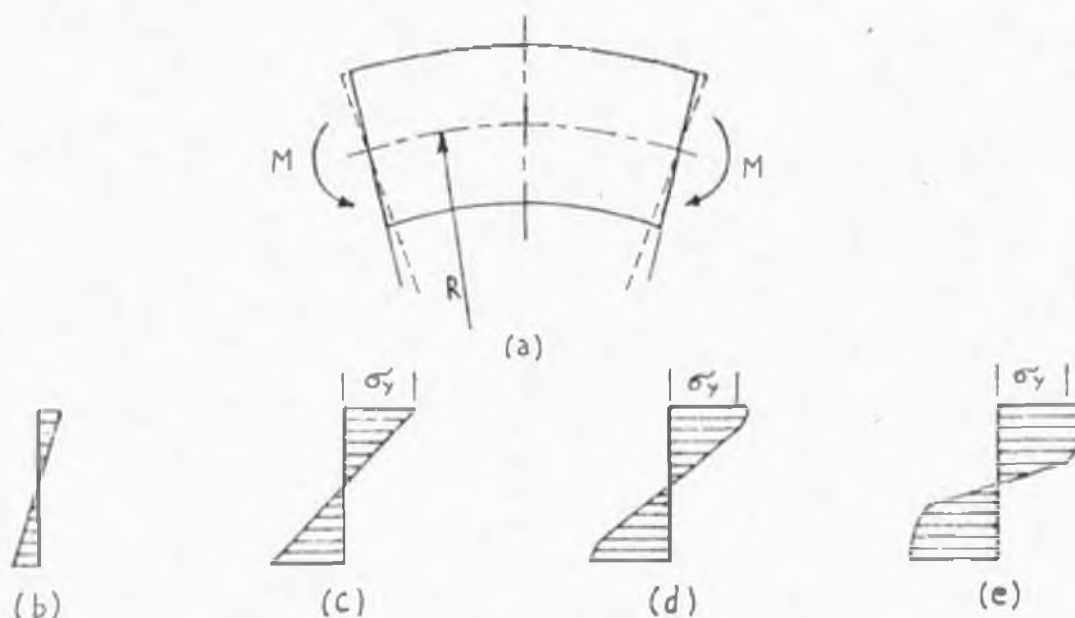


Figura 27. Distribución de esfuerzos en una plancha conforme se acentúa el curvado. (Refs.3,4).

En la posición (c) se representa el estado que se da justo cuando en los bordes se ha alcanzado el esfuerzo de fluencia σ_y . Si suprimiésemos los momentos flectores en este instante ó en cualquier otro anterior, la plancha recobraría su forma plana inicial. Notar también que hasta este instante la distribución de esfuerzos ha sido lineal.

En la posición (e) apreciamos que en la mayor parte de la plancha está ya en un estado plástico y sólo un sector pequeño de la zona media mantiene una distribución lineal de esfuerzos, típico del estado elástico.

De suprimirse los momentos flectores en una situación como la ilustrada en (d) ó en (e) la plancha registrará una ligera recuperación hacia su forma inicial pero va a mantener finalmente cierta curvatura. La recuperación se debe a que había quedado todavía una zona en estado elástico.

3.2.2.2 Idealización de la curva esfuerzo - deformación.

Del párrafo anterior podemos notar que un análisis detallado del curvado tiene necesariamente que ver con la forma de la curva esfuerzo-deformación del material. Sino podemos ajustar esta a una ecuación matemática la evaluación numérica del curvado no va a ser posible.

A fin de hacer factible esta análisis es que he idealizado dicha curva, pero no en la totalidad de su extensión, sino solamente en la zona elástica y los primeros sectores de la zona plástica, ello por la razón que a continuación planteo ;

Dentro de los rolados más comunes, por ejemplo -- los efectuados para construir tanques de almacenamiento, -- para los espesores de la plancha y diámetros usados en e--

esos casos y utilizando la relación (3.8) comprobaremos que los alargamientos unitarios mayores-que son los que corresponden a las fibras extremas-no sobrepasan el 0.3%. Si vemos casos más críticos tales como los que se alcanzan con cascacos de molino, recipientes a presión, tuberías forzadas para centrales hidroeléctricas y otros, veremos que los alargamientos máximos llegan hasta un 3% y sólo en casos -- muy extremos y muy raros hasta 4%. Es por eso que el sector del gráfico esfuerzo-deformación que se halla más allá del 4% de alargamiento unitario no nos interesa.

En lo referente al valor del esfuerzo de fluencia para las planchas de acero estructural, voy a considerarlo en 25 Kg/mm^2 (35.6 KPSI) y que prácticamente coincide con el que le corresponde al acero ASTM A 36 (36 KPSI). En la tabla 1 se comprueba que, de todos los aceros estructurales comúnmente usados, sólo el CORTEN ASTM A 242 supera a ese valor y por mucho (50KPSI); pero los constructores de rolas no utilizan valores mayores al que estoy escogiendo, es decir, 25 Kg/mm^2 , cuando muestran sus tablas y/o curvas de capacidad.

Para idealizar la curva no puedo tomar como constante este valor ya que después de rebasado el punto de -- fluencia el material se endurece requiriéndose cada vez de mayor tensión para seguir con el alargamiento. Dicho endurecimiento empieza cuando se llega al 1.5% de deformación. (Ref. 3).

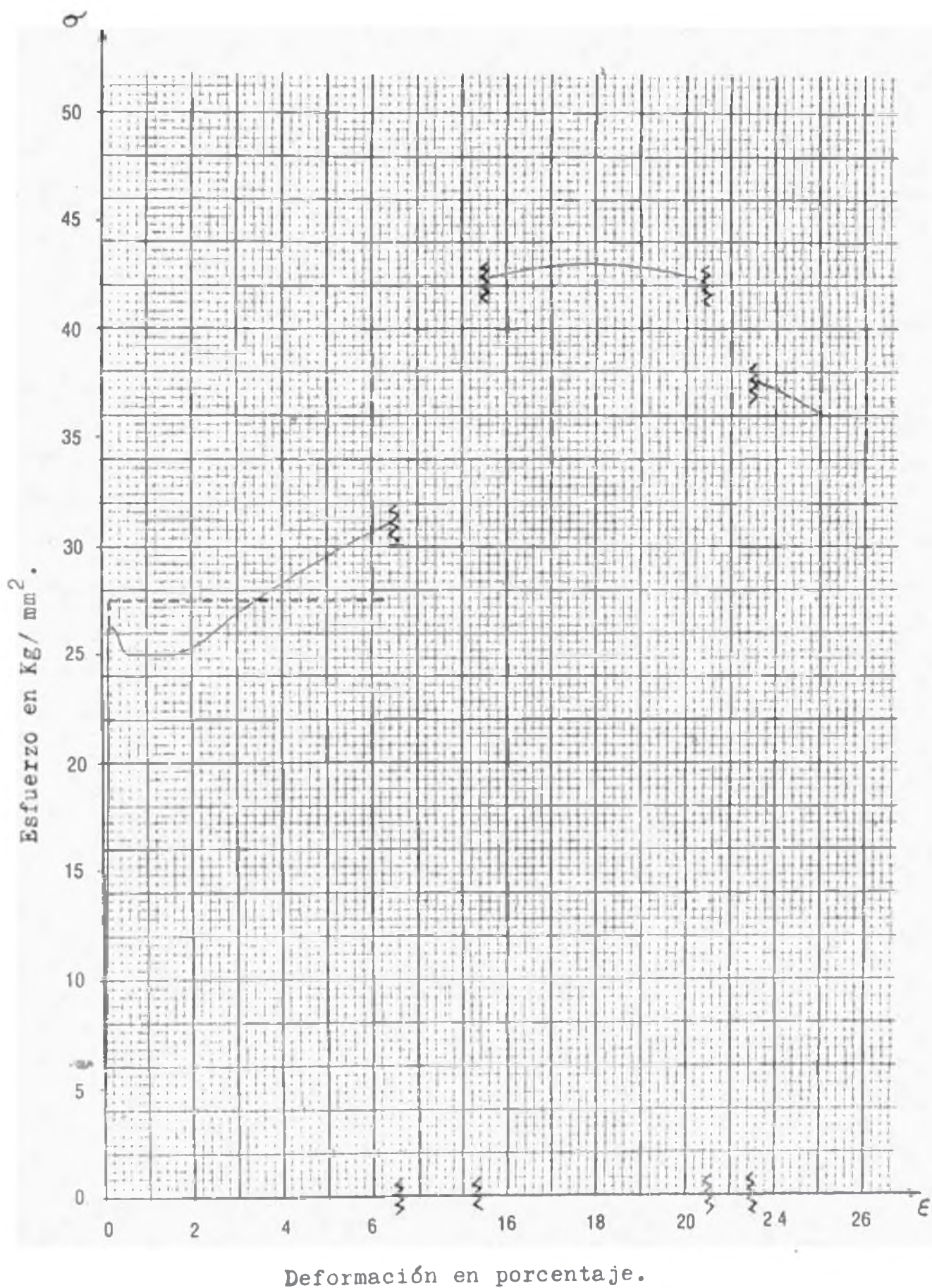


Figura 28. Curva esfuerzo vs. deformación para el acero estructural.

Un buen valor para una recta de fluencia idealizada es 27.5 Kg/mm^2 , que viene a corresponder al valor real de la fluencia más 10%, ya que $27.5 / 25 = 1.1$

Con dicho valor quedo bien cubierto contra el endurecimiento incluso hasta un hipotético caso de 5% de deformación, según se puede comprobar en la figura 28.

Concluyendo esta parte, la curva idealizada que usaré es la que se ve en la figura 29.

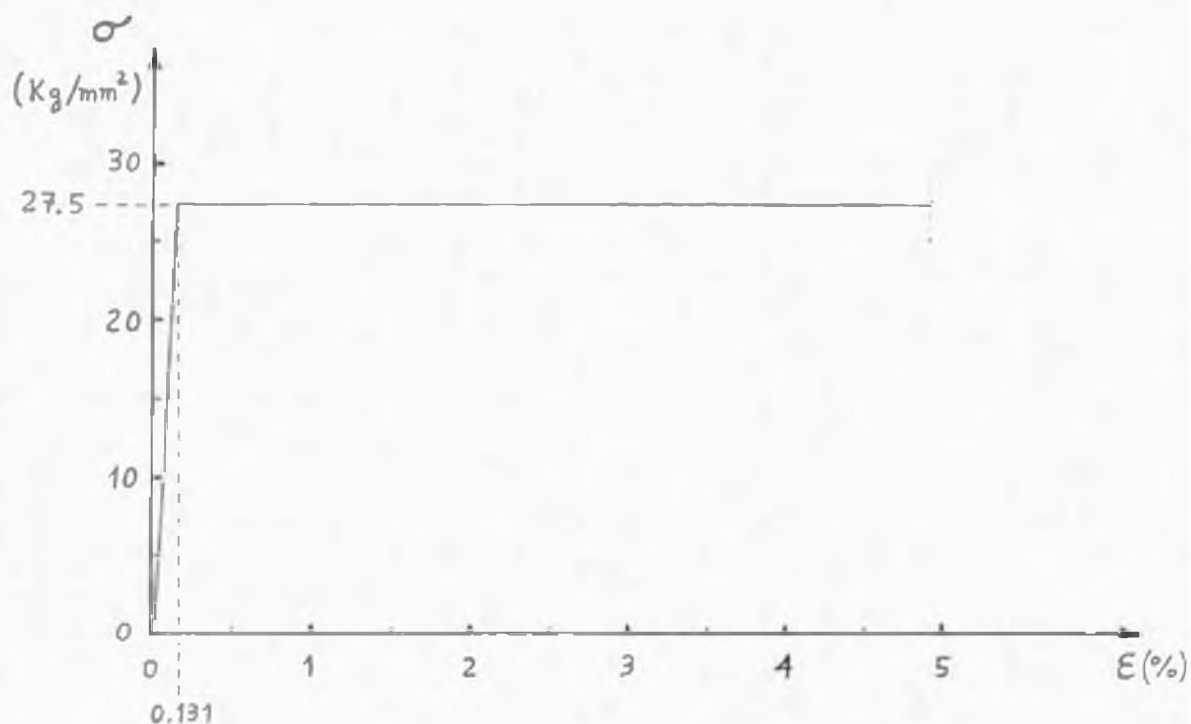


Fig. 29 Curva idealizada esfuerzo Vs. deformación para el acero estructural.

Una vez idealizada la curva el análisis se simplifica bastante. Veamos por ejemplo las figuras 30 (a) y -- (b) que reemplazan a sus correspondientes graficadas en la figura 27 de páginas anteriores.

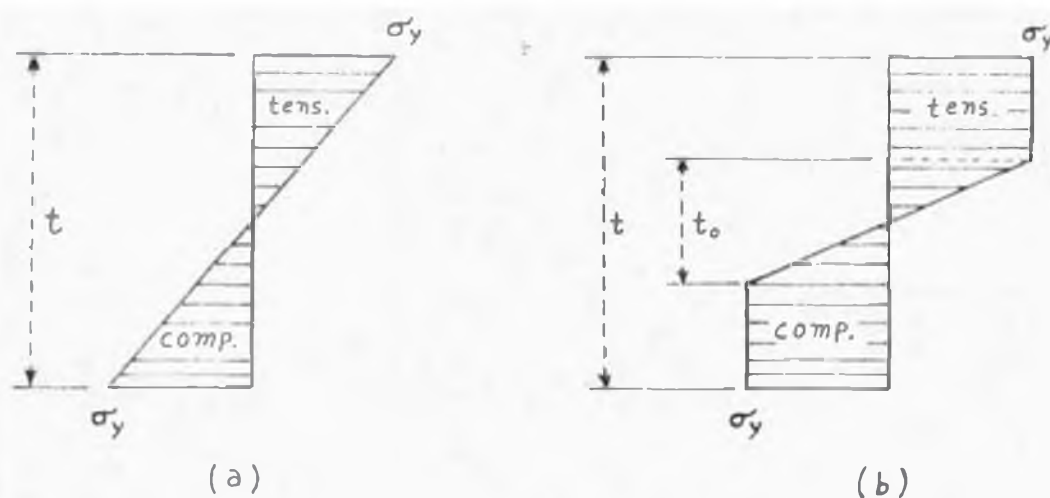


Fig. 30 Esfuerzos en una plancha rolada usando una curva-idealizada para el material.

Cuando estamos en una situación como la indicada en la parte (a) de la figura 30, las fibras exteriores han alcanzado el esfuerzo de fluencia y tenemos hasta este instante una distribución lineal de esfuerzos, entonces puedo usar todavía una relación muy conocida para el momento flector y que se deriva de la Ley de Hooke ;

$$M = \sigma \cdot I / C \quad (3.12)$$

Y en la que debo reemplazar las siguientes equivalencias ;

$$\sigma = \sigma_y \quad ; \quad I = b t^3 / 12 \quad ; \quad c = t / 2$$

Una vez hechos esos reemplazos ejecuto las operaciones indicadas, obteniendo ;

$$M = \sigma_y b t^2 / 6 \quad (3.13)$$

que sería el momento flector necesario para lograr el esfuerzo de fluencia en las fibras exteriores, pero que no

ha tomado en cuenta los esfuerzos laterales que aparecen cuando se curvan planchas con una relación de ancho a espesor mayor que 8. Para considerar ese hecho afecto al esfuerzo de la relación (3.13) con el divisor $(1 - \mu^2)$ Entonces resulta :

$$M = M_y = \frac{\sigma_y b t^2}{(1 - \mu^2) 6} \quad (3.14)$$

Si aplicamos un momento flector superior a este, los sectores de los extremos van a llegar a un estado plástico y la distribución de esfuerzos será como la indicada en la parte (b) de la figura 30. Es esta la situación -- que más interesa para los efectos del presente trabajo.

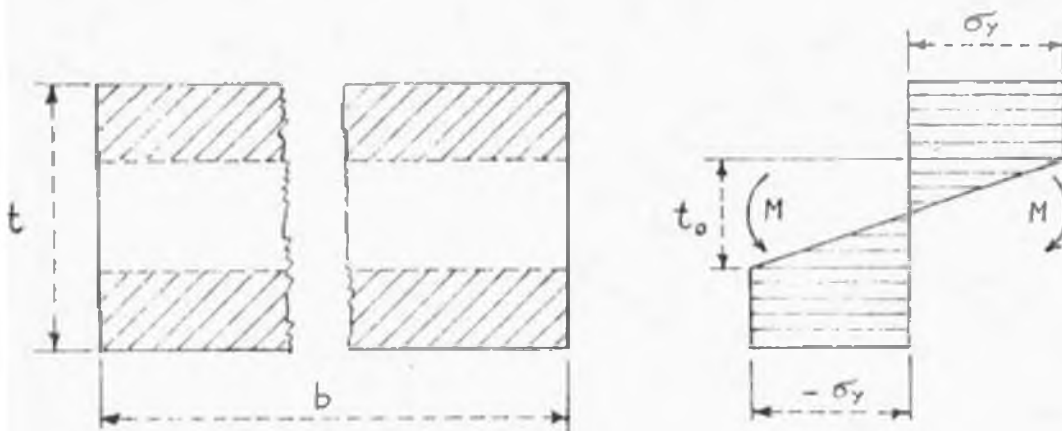


Figura 31. Plancha curvada hasta un estado elasto-plástico.

Para hallar el radio de curvatura de la línea neutra, la que se halla al medio de la zona elástica, aplico la relación (3.9) con los reemplazos adecuados y tendremos :

$$R = t_0 \cdot E / 2 \sigma_y \quad (3.15)$$

de la que a su vez puede despejarse el espesor de la zona elástica t_0 :

$$t_0 = 2 R \sigma_y / E \quad (3.16)$$

La ecuación (3.14) proporciona el momento flector que tomaría la zona elástica de espesor t_0 . A este momento parcial lo identificaré por M_1 ;

$$M_1 = \frac{\sigma_y \cdot b \cdot t_0^2}{(1 - \mu^2) \cdot 6} \quad (3.17)$$

Denotaré con M_2 al momento flector necesario para curvar las zonas extremas que han llegado al estado plástico. Como el esfuerzo para toda esta zona es constante y debido a la idealización de la curva, puedo usar la siguiente relación ;

$M_2 = \text{Esfuerzo} \times \text{Area total} \times \text{Brazo medio.}$

$$M_2 = \frac{\sigma_y}{(1 - \mu^2)} \left[b \cdot (t - t_0) \right] \left[\frac{t + t_0}{4} \right]$$

Expresión que ejecutada y factorizada queda en ;

$$M_2 = \frac{\sigma_y}{(1 - \mu^2)} \left[\frac{b \cdot t^2}{4} - \frac{b \cdot t_0^2}{4} \right] \quad (3.18)$$

El momento total para el curvado, M , se halla por la suma de M_1 (3.17) y M_2 (3.18), suma que efectuada y simplificada queda en ;

$$M = \frac{\sigma_y \cdot b}{(1 - \mu^2)} \left[\frac{3 t^2 - t_0^2}{12} \right] \quad (3.19)$$

esta es la ecuación que auxiliada de la (3.16) me permitirá evaluar el momento flector necesario para llegar a un radio curvado.

3.3 Recuperación elástica

3.3.1 Introducción

Uno de los inconvenientes que aparecen durante la conformación de chapas o planchas es la recuperación elástica, la que da lugar a una variación en las dimensiones y/o forma del producto cuando desaparece la fuerza que ejercía la herramienta de doblado.

Al suprimirse la carga hay una reducción en la deformación unitaria para todos los sectores del material, como se puede apreciar en el siguiente gráfico :

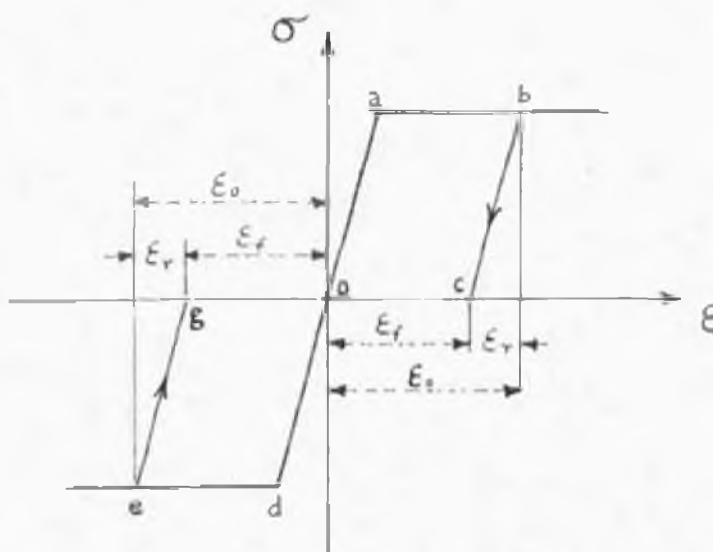


Figura 32. Recuperación elástica.

Supongamos que la carga sobre el elemento que se trabaja, conduce a uno de sus puntos en tensión, hasta un estado como el indicado por el punto b de la figura 32, al descargar, se reduce la deformación total ξ_0 a la deformación ξ_f como consecuencia de la recuperación elástica ξ_r . Esta recuperación será tanto mayor cuanto más elevado sea el límite elástico, y tanto más baja cuanto más pequeño sea el módulo elástico ó mayor la deformación plástica.

En la figura 32, un punto que se hallaba en una situación como b, pasa a otra signada con la letra c, y otro que se hallaba en un estado como e, pasa a la situación señalada como g. Pero si volvemos a aplicar la carga, la relación esfuerzo- deformación sigue la línea c-b en el lado en tracción y la línea g-e para el lado en compresión, tras lo cual continúan como antes en forma horizontal rumbo al punto de ruptura. Hay que destacar acá - que las curvas de descarga b-c y e-g son muy aproximadamente paralelas a la línea elástica o-a y o-d.

La operación de rolado, tema del presente trabajo, está también afectada por el fenómeno de la recuperación elástica y debe tenerse en cuenta, a menos que se demostrara que sus efectos no son considerables.

Supongamos que ya había llegado a una situación de esfuerzos tal como la mostrada en la figura 31, sé además, que el momento flector necesario para haber conseguido --

eso era el que se obtiene con la expresión (3.19).

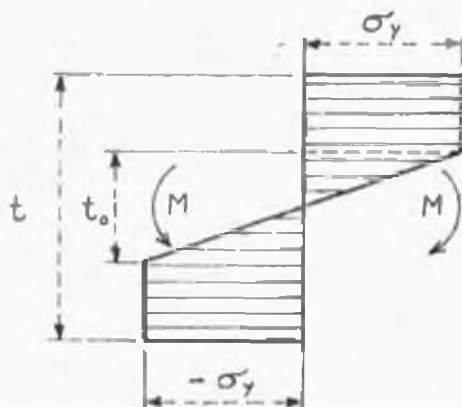


Figura 31. Repetida.

Suprimir en estas circunstancias el momento flector, equivaldría a añadir al que ya tenía, otro de igual módulo pero de sentido contrario. Esto va a dar lugar a que la plancha altere su radio de curvado.

Por todo lo visto hasta ahora, sabemos que el módulo de dicha recuperación varía linealmente desde cero en la línea neutra hasta un máximo en las superficies.

Ahora, como hay una variación lineal en dicho módulo y se trata de una recuperación ELÁSTICA, el mayor esfuerzo que ocasiona dicha recuperación va a darse en las fibras extremas, tal como se ve en la figura 33. Su módulo es σ_r .

Esta distribución de esfuerzos lineal provocará un momento flector cuya expresión será similar a la (3.14) - que corresponde a esfuerzos elásticos e igualará en módulo al original de curvado y que estaba dado por la expresión (3.19). Tengo entonces :

$$\frac{\sigma_r b t^2}{6(1-\mu^2)} = \frac{\sigma_y b}{(1-\mu^2)} \left[\frac{3t^2 - t_0^2}{12} \right]$$

tras simplificar y despejar σ_r , resulta :

$$\sigma_r = \sigma_y \cdot \left[1.5 - 0.5 \left(t_0 / t \right)^2 \right] \quad (3.20)$$

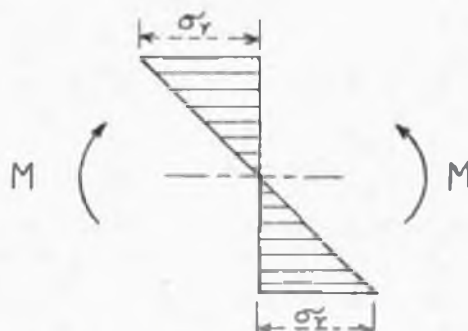


Fig. 33 Esfuerzos de recuperación.

Apreciemos luego en solo gráfico las dos distribuciones de tensiones que se contraponen y la resultante. Ver figuras 34 (a) y (b).

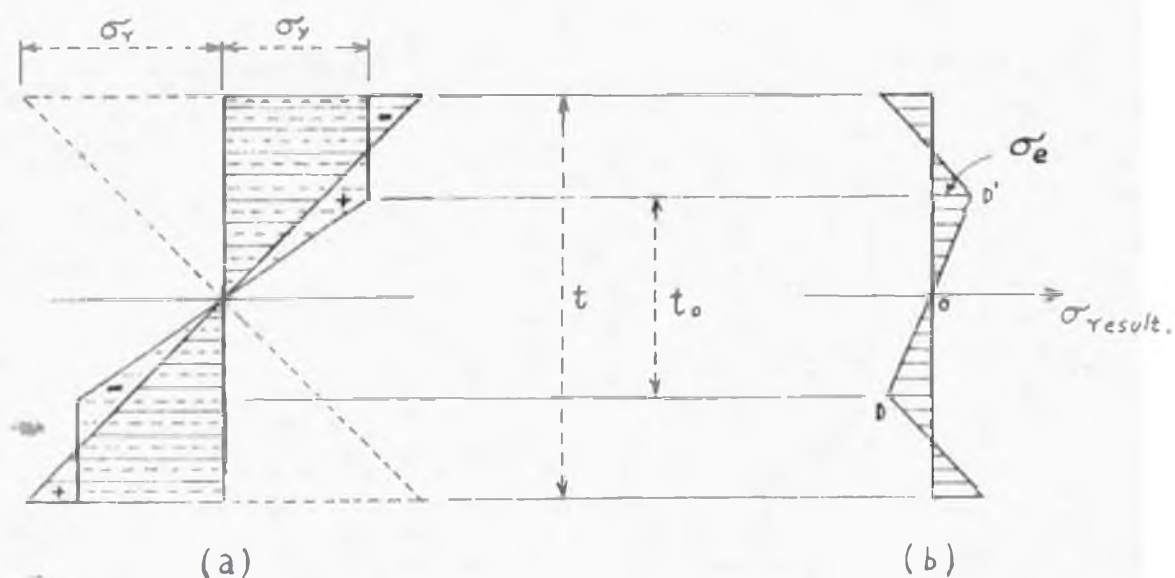


Fig. 34 Distribuciones de esfuerzos ; (a) de curvado y de recuperación elástica, (b) Resultante.

El perfil de la línea neutra de la plancha se ve alterado por la recuperación elástica, tenía un radio de curvatura R y, al descargar, sigue una curva de radio R_f - tal como vemos en el siguiente gráfico:

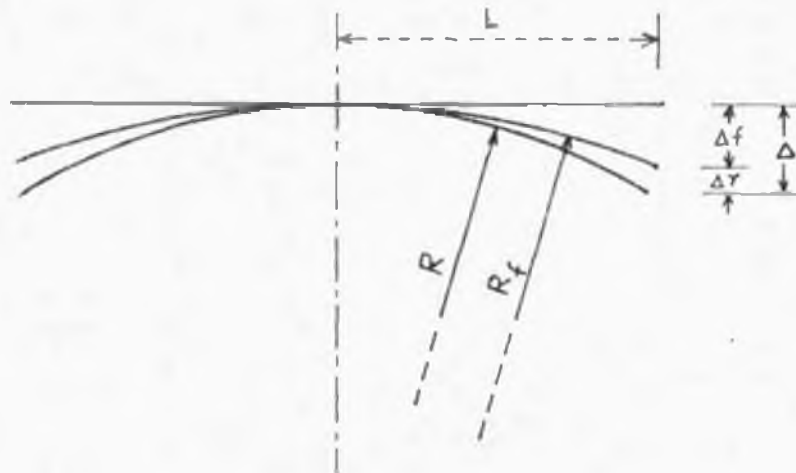


Fig. 35 Perfil de la línea neutra antes y después de la recuperación elástica.

En la figura 34 (b) se aprecia que la zona central de la plancha, hasta un espesor t_0 , presenta una distribución lineal de esfuerzos, la que se halla señalada por el segmento DOD' . Para dicha zona el mayor esfuerzo se da en los extremos y lo he señalado como σ_e . El módulo de este esfuerzo es fácil de hallar desde la figura 34 (a),

$$\sigma_e = \sigma_y - \sigma_r \cdot (t_0 / t)$$

donde todos los datos son conocidos.

Una vez determinado σ_e , haciendo uso de una expresión similar a la (3-15), defino el radio de curvatura final de la fibra neutra.

$$R_f = t_0 E / 2 \sigma_e \quad (3.21)$$

Luego divido (3.15) entre (3.21) y con los correspondientes reemplazos para σ_r y σ_e , se obtiene ;

$$\frac{R}{R_f} = 1 - 3 \left[\frac{R \sigma_y}{E t} \right] (1 - \mu^2) + 4 \left[\frac{R \sigma_y}{E t} (1 - \mu^2) \right]^3 \quad (3.22)$$

esta expresión es aproximada ya que para hallarla se han hecho varias asunciones ; aparece también registrada en -- las Refs. 1 (Pág.599) y 4 (Pág.136) ; la tengo en cuenta -- al determinar las curvas de capacidad de la rola porque, -- cuando hablo de "rolado a un radio determinado", me estoy refiriendo al radio final R_f ; para llegar a el hay que com pensar la recuperación elástica, ello implica tener que for zar a la plancha hasta un radio menor, R.

En lo que respecta al módulo de Poisson para el -- acero, μ , hay consenso de que vale 0.3 ; pero esto es cier to únicamente mientras no dejamos el rango elástico.

Los señores W. Johnson y P.B. Mellor en su obra -- "Engineering Plasticity", Pág.124 de la edición de 1980, -- señalan que trabajando con esfuerzos del campo puramente -- plástico hay que asignar a μ el valor de 0.5 ; por su parte George Dieter en su texto "Metalurgia mecánica", Pág.72 edición 1967, afirma ; "Experimentos realizados demuestran que la relación de Poisson aumenta progresivamente con la deformación plástica hasta el valor límite de 0.5, por ello

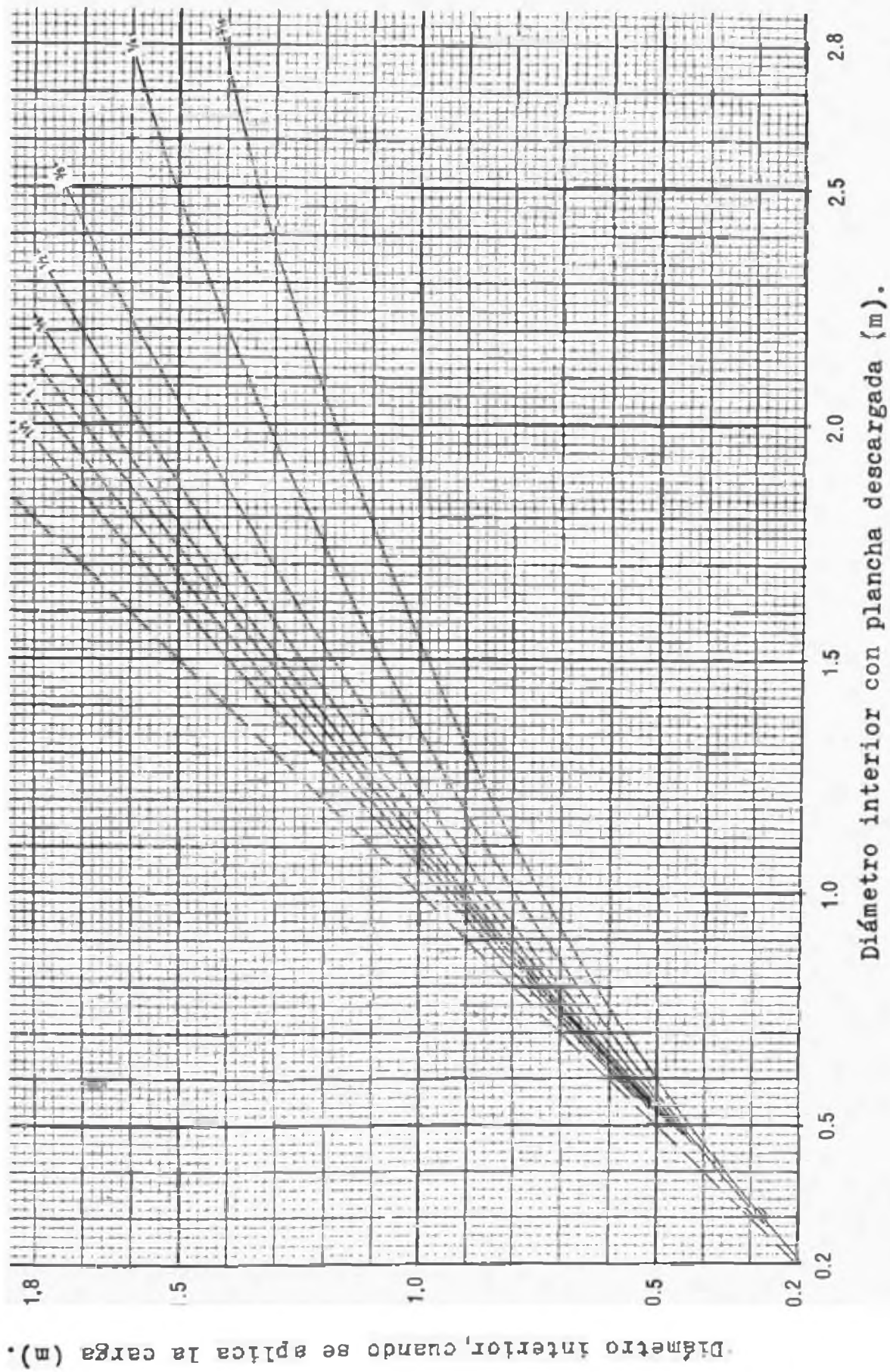


Figura 36. Recuperación elástica.

se comete un error al asignarle dicho valor para todos los valores de la deformación plástica ".

Como los rolados abarcan esfuerzos tanto elásticos como plásticos, para mis cálculos voy a considerar para dicho coeficiente el valor de 0.4.

Con la ayuda del programa P_1 , en lenguaje BASIC, - apliqué la relación (3.22) para apreciar la magnitud de la recuperación elástica. Los resultados se muestran gráficamente en la figura 36.

3.4 Energía de deformación.

3.4.1 Energía necesaria para tracción ó compresión puras.

Si una carga axial P es aplicada gradualmente a una barra produciéndoles un alargue total Δl , entonces - el trabajo efectuado es la energía necesaria para el alargamiento.

Esta se representa por el área bajo el diagrama Carga P versus alargamiento Δl . Ver figura 37.

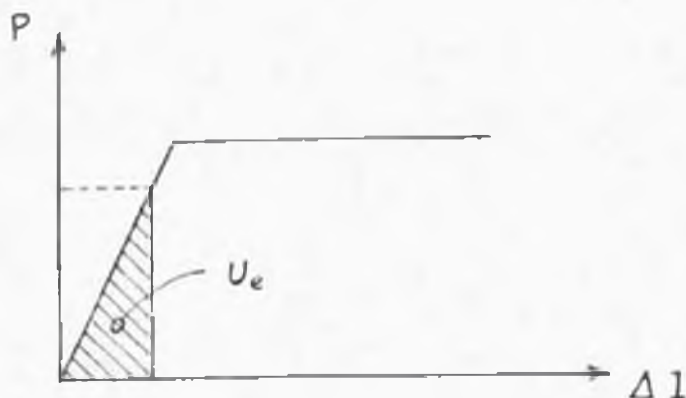


Figura 37. Energía de alargamiento dentro del régimen -- elástico.

A esta energía proveniente de esfuerzos elásticos - la denotaré por U_e . De la figura 37 tendré entonces :

$$U_e = P. \Delta l / 2 \quad (3.23)$$

Esta expresión puede ser puesta en otros términos,- para ello uso las siguientes equivalencias : $P = \sigma. A$ y $\Delta l = \sigma. l / E$. Reemplazándolas en (3.23) resulta :

$$U_e = (\sigma^2 / 2 E). A. l = (\sigma^2 / 2 E). \text{Volúmen} \quad (3.24)$$

La fórmula (3.24) vale cuando todo el material que se trabaja está sometido al mismo esfuerzo normal y además, si dicho esfuerzo pertenece al rango elástico. Esta energía se almacena dentro del mismo y se recupera al suprimir la carga P.

La capacidad de un material para absorber energía - en el campo elástico se conoce como Resiliencia elástica.

Cuando se excede el límite de fluencia no todo el - trabajo que se ha hecho va a poder almacenarse como ener - gía de alargamiento, sino que una parte de el se usa para - producir deformación permanente transformándose a continua - ción en calor.

Al arribar al rango plástico, los cristales que -- constituyen las capas del material quedan deformados por - deslizamiento. El trabajo que se va invirtiendo es siem - pre el área encerrada bajo la curva : " Carga P versus -- alargamiento Δl ", ya que justamente la definición de tra-

bajo es esa : Fuerza por desplazamiento. Denotando con U_p la energía que produce la deformación plástica, tenemos :

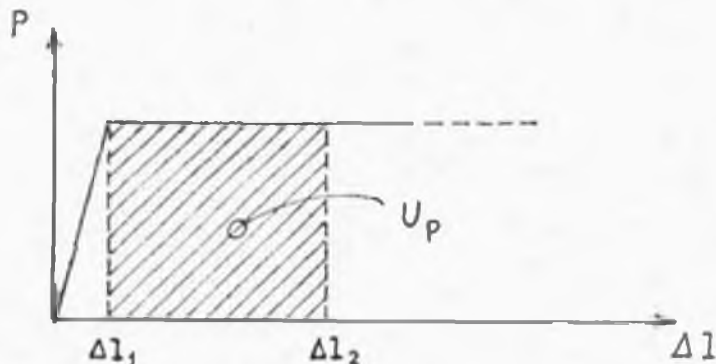


Figura 38. Energía de alargamiento dentro del rango plástico.

$$U_p = \sigma_y \cdot A \cdot (\Delta l_2 - \Delta l_1) \quad (3.26)$$

Como quiera que en el desarrollo del presente trabajo he idealizado ya la curva Tensión versus Deformación -- (Ver figura 28), no vamos a afrontar entonces problemas de endurecimiento pudiendo usar con confianza las expresiones (3.24) y (3.26) que se acaban de obtener.

Debo resaltar aquí que al deducir las últimas expresiones no se ha considerado el módulo ó relación de Poisson μ , es decir, se ha descartado de hecho la presencia de esfuerzos transversales ; sería incorrecto hacer lo mismo al tratar los rolados de planchas por las razones ya expuestas antes.

3.4.2 Energía necesaria para efectuar un curvado puro de planchas.

La plancha a la que me referiré tiene las siguien-

tes dimensiones :

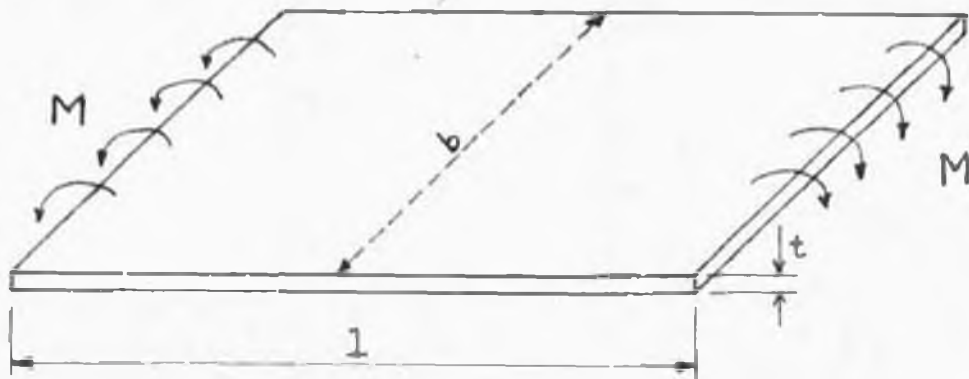


Figura 39. Dimensiones de la plancha por curvar.

Aplicamos un par de momentos curvadores M de una magnitud suficiente como para llevar a sectores de la plancha hasta esfuerzos plásticos, dicha situación se presentará en las partes superior e inferior y tendremos una distribución de esfuerzos como se muestra en la figura 40.

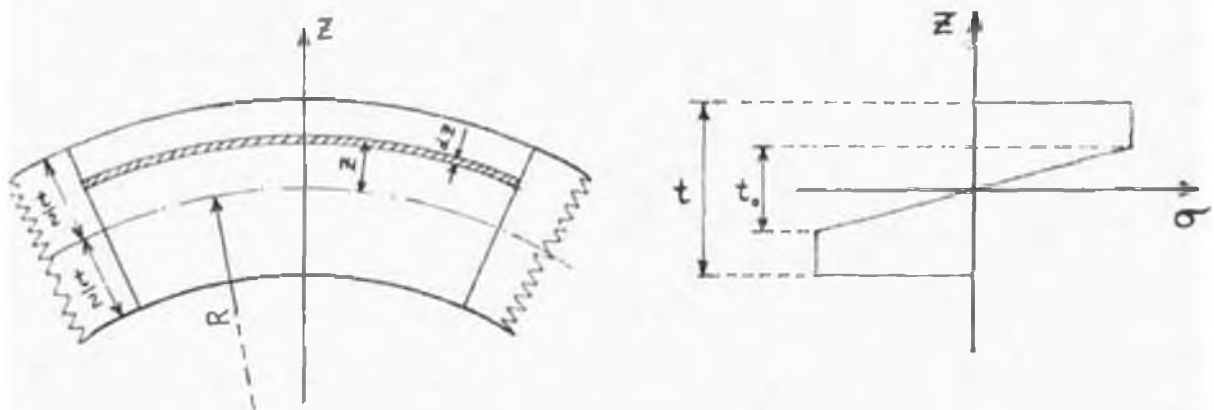


Figura 40. Una plancha curvada y su distribución de esfuerzos.

Como ya habíamos anotado antes, las zonas aledañas a la línea neutra, abarcadas dentro de un espesor total t_0 , se hallan bajo esfuerzos elásticos y las exteriores que cubren a esta bajo esfuerzos plásticos.

La energía gastada en la zona elástica la denotaré por U_1 y se evalúa haciendo uso de la expresión (3.24) - previamente diferenciada y en la que reemplazo además σ - por σ' tal que :

$$\sigma' = \frac{\sigma}{(1 - \mu^2)} \quad (3.27)$$

ello para considerar los esfuerzos transversales que aparecen al curvar una plancha como la figura 39. El resultado final es :

$$U_1 = \frac{\sigma_y^2 \cdot b \cdot l \cdot t_0}{6 \cdot E \cdot (1 - \mu^2)^2} \quad (3.28)$$

Para evaluar la energía gastada por la zona que está en estado plástico, denotada por U_2 , debe tenerse en cuenta la validez de la siguiente ecuación diferencial ;

$$d U_2 = d U_e + d U_p \quad (3.29)$$

eso se debe a que todas las zonas que se hallan en estado plástico han pasado previamente por el estado elástico ; - hay que efectuar entonces la integral ;

$$U_2 = 2 \int_{t_0/2}^{t/2} (d U_e + d U_p) \quad (3.30)$$

Utilizando todas las equivalencias ya halladas, el resultado de la integración es ;

$$U_2 = \left[\frac{\sigma_y^2 \cdot b \cdot l}{E (1 - \mu^2)^2} \right] \cdot \left[\frac{t^2 - t \cdot t_0}{2 t_0} \right] \quad (3.31)$$

Finalmente sumamos (3.28) y (3.31) para hallar la energía total de curvado U :

$$U = \frac{\sigma_y \cdot b \cdot l}{E (1 - \mu^2)^2} \left[\frac{3 t^2 - 3 t t_0 + t_0^2}{6 t_0} \right] \quad (3.32)$$

donde el espesor de la zona elástica, t_0 , se determina con auxilio de la relación (3.16) : $t_0 = 2 R \sigma_y / E$.

4.0

DETERMINACION DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO

4.1 Capacidad nominal de la máquina.

Como ya quedó anotado en el título, los datos de partida son :

- Ancho máximo de plancha ; 8 pies, 2,440 mm.
- Espesor máximo para el ancho total ; 1/2 pulg., 12.7 mm este espesor no incluye prerolado.

A estos datos de partida se han agregado durante el desarrollo de la teoría, capítulo 3, los siguientes :

- Esfuerzo de fluencia para la plancha : 25 Kg/mm^2 , que equivale a 35,600 PSI.
- Módulo de elasticidad ; $21,000 \text{ Kg/mm}^2$, que equivale á $30 \times 10^4 \text{ PSI}$.
- Módulo de Poisson del acero estructural, promedio elasto-plástico ; 0.4.

En este capítulo agrego a todos ellos un dato importante, el diámetro de rolado mínimo deseable. Arbitrariamente lo fijo en 12 pulgadas, o sea, 305 mm. para el diámetro interior del tubo que se obtendrá. Se trata de tuberías comerciales requeridas muchas veces, sobre todo para minicentrales hidráulicas. Sin embargo, la posibilidad de alcanzar rolados de esta dimensión queda todavía por ve

rificarse en las siguientes partes de este capítulo, específicamente al calcular el diámetro del rodillo, ya que es te debe cumplir con requisitos mínimos respecto a su resis tencia a la flexión y a la máxima flecha permisible y es - por ello que su diámetro no puede rebajarse a cualquier va lor.

Recalco nuevamente que no se está previendo que - la máquina esté en capacidad de efectuar prerolado de plan chas de hasta 8 pies x 1/2 pulgada ; podrá efectuar dicha- operación a planchas más cortas y/o más delgadas según una curva de capacidad a elaborarse posteriormente.

Los fabricantes de rolas, al especificar la capa - ciedad, anotan el espesor para el ancho máximo. La mayoría - de ellos involucran el prerolado en esos datos pero algu - nos no, entre los últimos tenemos al fabricante LLOYDS que nos presenta la siguiente tabla :

TABLA 2

Rolas horizontales tipo doblado inicial marca LLOYDS.

Model	CAPACITY		Prebend on the machine mm	Dia of all the rolls mm	DRIVES				
	Pre. Ben. out side the M/c.				Automatic model		Fully automatic models		
	Thickness mm	Distance between housings mm			H.P. of main drive	H.P. of pressure rolls (for Prebend)	H.P. of main drive	H.P. of pressure roll (for Prebend)	H.P. for opening clump & tilting of top roll for easy removal of rolled pipes
BR-10—1500	10	1525	8	180	5 H.P.	3 H.P.	5 H.P.	5 H.P.	1 H.P.
BR-10—2000	10	2025	8	200	7.5 H.P.	5 H.P.	7.5 H.P.	5 H.P.	2 H.P.
BR-10—2500	10	2525	8	225	10 H.P.	7.5 H.P.	10 H.P.	7.5 H.P.	2 H.P.
BR-10—3000	10	3025	6	250	12.5 H.P.	10 H.P.	12.5 H.P.	10 H.P.	3 H.P.
BR-10—4000	10	4025	6	300	15 H.P.	12.5 H.P.	15 H.P.	12.5 H.P.	3 H.P.
BR-12—1500	12	1525	10	190	7.5 H.P.	5 H.P.	7.5 H.P.	5 H.P.	1.5 H.P.
BR-12—2000	12	2025	10	210	10 H.P.	7.5 H.P.	10 H.P.	7.5 H.P.	2 H.P.
BR-12—2500	12	2525	8	235	12.5 H.P.	10 H.P.	12.5 H.P.	10 H.P.	3 H.P.
BR-12—3000	12	3025	8	260	15 H.P.	10 H.P.	15 H.P.	10 H.P.	3 H.P.
BR-16—1500	16	1525	12	200	10 H.P.	7.5 H.P.	10 H.P.	7.5 H.P.	2 H.P.
BR-16—2000	16	2025	12	225	12.5 H.P.	10 H.P.	12.5 H.P.	7.5 H.P.	2 H.P.
BR-16—2500	16	2525	10	250	15 H.P.	10 H.P.	15 H.P.	10 H.P.	3 H.P.
BR-16—3000	16	3025	10	275	20 H.P.	15 H.P.	20 H.P.	15 H.P.	5 H.P.
BR-20—1500	20	1525	16	235	10 H.P.	7.5 H.P.	10 H.P.	7.5 H.P.	2 H.P.
BR-20—2000	20	2025	16	260	15 H.P.	10 H.P.	15 H.P.	10 H.P.	3 H.P.
BR-20—2500	20	2525	14	285	20 H.P.	15 H.P.	20 H.P.	15 H.P.	3 H.P.
BR-20—3000	20	3025	14	325	25 H.P.	20 H.P.	25 H.P.	20 H.P.	5 H.P.

4.2 Diámetro mínimo de rolado.4.2.1 Introducción.

El diámetro mínimo al que se puede rolar una plancha está íntimamente ligado al diámetro del rodillo y a la fuerza total de la máquina ; contraponiéndose a estas características de la rola está la recuperación elástica que experimenta la plancha al suprimirse la fuerza de doblado. En realidad, el diámetro del rodillo y la fuerza total están relacionados entre si, ya que en el primero no deberá superarse el valor del esfuerzo de diseño ni la flecha máxima permisible para el.

He creído conveniente tomar en cuenta el valor de

la recuperación elástica ya que puede alcanzar valores importantes, sobre todo al trabajar planchas delgadas.

Para conocer su magnitud haremos uso de la expresión (3.23) y además de las siguientes :

$$D = 2 R_f - t \quad (4.1)$$

$$d_1 = 2 R - t \quad (4.2)$$

en las que tenemos :

D : Diámetro interior que se desea obtener, o sea, el final.

d_1 : Diámetro interior que alcanza el tubo cuando actúa la carga.

t : Espesor de la plancha.

R_f : Radio final de la fibra neutra.

R : Radio de la fibra neutra con la plancha cargada.

Utilizando esas 3 relaciones en forma simultánea -- he podido hallar los diámetros d, hasta los que hay que -- forzar una plancha de un espesor t , para que al final obtengamos un rolado con diámetro interior D_f .

Los resultados de estos cálculos están vaciados en la figura 36.

Los resultados indican que para llegar a rolar -- planchas de 1/2 pulgada (12.7 mm.) hasta un diámetro interior de 305 mm., que es lo propuesto, hay que forzar a --

a la plancha hasta que alcance en el instante de carga un diámetro interior de 0.292 metros ; por eso el diámetro - del rodillo principal no debe superar ese valor.

4.2.2 Diámetro del rodillo

Para determinar el diámetro mínimo del rodillo por resistencia a la flexión y por deflexión máxima permisible, es necesario tener en cuenta la forma en que trabaja. Esto está graficado en la figura 41.

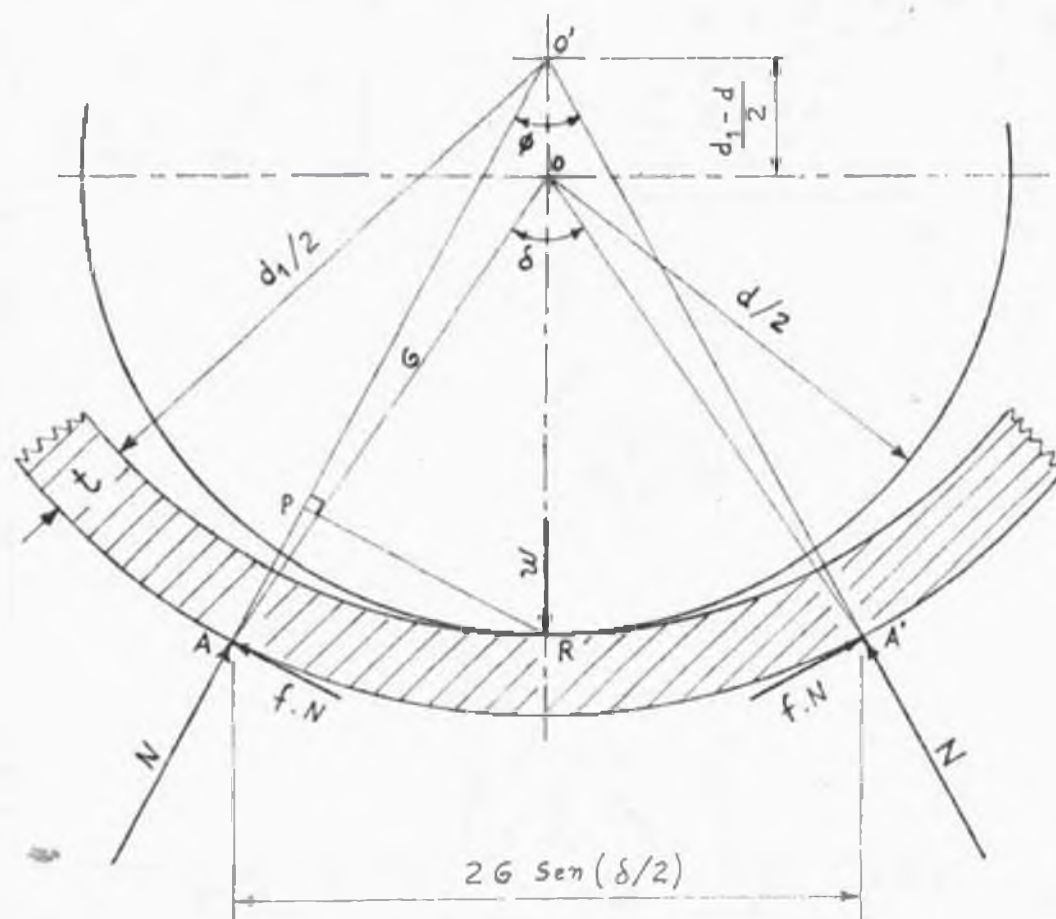


Figura 41. Fuerzas y dimensiones de la plancha y el rodillo en el instante del curvado.

d , diámetro del rodillo de la rola, (m).

- t , espesor de la plancha (m).
- N , fuerza normal que ejercen los dados sobre la plancha, por unidad de longitud (Kg./m).
- f , coeficiente de fricción acero-acero para cuerpos secos y con movimiento relativo entre ellos.
- δ , ángulo que forman los puntos de contacto de los dados con la plancha, A y A' , con el eje del rodillo, O .
- \varnothing , ángulo formado por los mismos puntos, A y A' , con el eje del cilindro que se va obteniendo, O' .
- d_1 , diámetro interior hasta el que se fuerza a la plancha (m). Coincide con los valores que nos dan las curvas de la figura 36.
- G , distancia del centro del rodillo a cualquiera de los dos puntos de contacto de los dados con la plancha, - (m).

En el triángulo oblicuángulo AOO' se puede aplicar la ley de cosenos para determinar AO' :

$$(AO')^2 = (AO)^2 + (OO')^2 - 2(AO)(OO') \cos(180^\circ - \delta/2) \quad (4.3)$$

En la misma figura 41 se comprueba que :

$$AO' = (d_1 + 2t)/2 ; AO = G ; OO' = (d_1 - d)/2.$$

Reemplazándolas en (4.3) y efectuando operaciones se tiene :

$$d_1 \cdot t + t^2 + d_1 \cdot d/2 - d^2/4 = G^2 - (d_1 - d) \cdot G \cdot \cos(180 - \delta/2) \quad (4.4)$$

también se obtiene de la figura 41 :

$$d_1 - d = (d_1 + 2t) \cdot \cos(\phi/2) - 2G \cdot \cos(\delta/2) \quad (4.5)$$

de la que se despeja el ángulo ϕ :

$$\phi = 2 \cos^{-1} \left[\frac{d_1 - d + 2G \cdot \cos(\delta/2)}{d_1 + 2t} \right] \quad (4.6)$$

finalmente, se deduce también de dicha figura el momento flector que la fuerza normal N y la de rozamiento $f \cdot N$ ejercen sobre la plancha que se curva. Este será :

$$M = N \cdot \left[\sin(\phi/2) \cdot d_1/2 \right] + f \cdot N \cdot \left[d_1/2 + t - \cos(\phi/2) d_1/2 \right]$$

factorizando y despejando la fuerza normal N , queda :

$$N = 2M / \left\{ \sin(\phi/2) \cdot d_1 + f \cdot \left[d_1 \cdot (1 - \cos(\phi/2)) + 2t \right] \right\} \quad (4.7)$$

Este momento flector debe ser igual al denotado con (3.19) para el instante en que se hace el curvado. Aplicando dicha relación a planchas de los espesores más comunes, mediante la ayuda del programa P₂, determino los momentos flectores necesarios para rolar a un diámetro interior final $D = 305$ mm. (12 pulgadas). Ver tabla 3, en la página siguiente.

TABLA 3

Momentos flectores necesarios para rolar planchas - de un metro de ancho a un diámetro $D = 305$ mm.

t	(mm)	9.5	12.7	15.9	19.1	22.2	25.4
	(pulg)	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
M(Kg - m/m)		743	1320	2063	2970	4044	5280

Las fuerzas normales N , y las de rozamiento $f.N$, se traducen por intermedio de la plancha en una carga distribuida que actúa sobre el rodillo y que tiene un valor w por cada unidad de longitud.

La figura 42 nos muestra la forma en que dicha carga actúa sobre el rodillo.

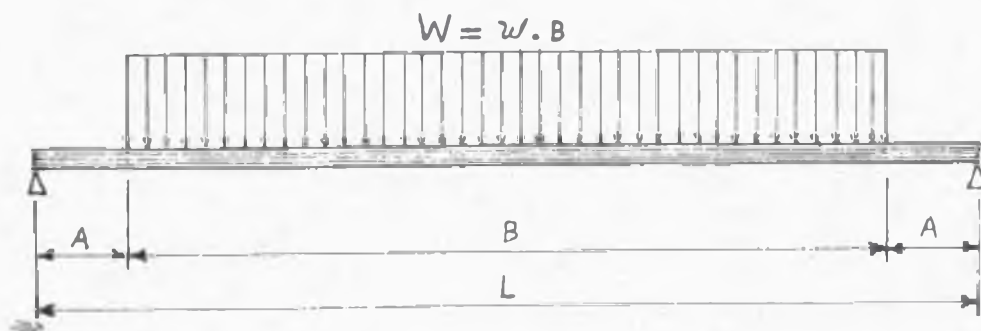


Figura 42. Carga distribuida que actúa sobre el rodillo.

El módulo de esta carga unitaria, w , puede hallarse de la figura 41, sumando para ello las componentes verticales de todas las fuerzas que actúan en la cara exterior de la plancha. Tendremos entonces :

$$w = 2N. (\cos \phi/2 + f. \text{Sen } \phi/2) \quad (4.8)$$

Esta fuerza distribuida se origina por la acción de la viga reciprocante sobre la plancha y de esta a su vez - sobre el rodillo. No se trata de un golpe brusco, sino que aumenta gradualmente hasta que alcanza su valor máximo en - un lapso de 2 a 3 segundos.

La aplicación de esta carga hará que en el rodillo - se originen esfuerzos longitudinales debido a la flexión y también flechas como consecuencia de la deformación. Las magnitudes de estos dos efectos que sufre el rodillo nece--sariamente tienen que limitarse. El primero, relacionado a los esfuerzos, se limita por el esfuerzo permisible para el material del rodillo, S_s , y en lo que respecta a la deflexión, la máxima flecha que se presente, Δ , no deberá supe--rar al producto :

$$\Delta = y \cdot L \quad (4.9)$$

donde y es un valor de flecha unitaria máxima permisible a los rodillos de las rolas y L es la longitud existente en--tre los apoyos del rodillo.

Para las rolas pequeñas y medianas - dentro de las - que puede ubicarse a la presente - suele primar la limita--ción por la flecha antes que la limitación por el esfuerzo, por ello determinaré el diámetro mínimo necesario para no - exceder la flecha permisible y luego chequearé lo referente al esfuerzo.

Las cargas más desfavorables para el rodillo, son las que se ubican centradas, tal como la que se ve en la figura 42. La flecha máxima se presentará en el punto medio y, según la referencia 7, vale :

$$\Delta = \frac{w B}{384 E I} (8 L^3 - 4 L B^2 + B^3) \quad (4.10)$$

donde :

Δ , flecha máxima, m.

w, carga por unidad de longitud, Kg/m.

B, ancho de la plancha, 2.44 m. = 8 pies.

L, longitud entre apoyos, 2.60 m. (asumido).

El módulo de inercia para los rodillos es :

$$I = \pi \cdot d^4 / 64 \quad (4.11)$$

Se debe definir la máxima flecha permisible por unidad de longitud, y. No he hallado en manuales ese dato para los rodillos de rolas, pero he deducido dicha flecha a partir de datos de catálogos y usando el programa P₃ del apéndice. Ver la tabla 4.

Tras observar la última columna de dicha tabla se concluye que un valor representativo para ese parámetro es $y = 1/890$, y ya que fué deducido considerando valores reales, su validez no puede ponerse en tela de juicio. Esto último lo digo en razón de que frente a ciertos datos prácticos (ejemplo ; para ejes de transmisión se suele permitir el 75% de dicha deflexión) dicho valor parece alto.

TABLA 4

Flecha máxima admitida por fabricantes, en los rodillos de rolas, para plena capacidad.

Marca y Procedencia	Capacidad (mm)	Fuerza (Ton)	Diámetro del rodillo (mm)	Flecha unitaria
GRENNEN (Dinamarca)	3000 x 40	550	525	1 / 824
HUGH SMITH (Inglat.)	3048 x 16	150	394	1 / 1089
"	3658 x 13	150	419	1 / 967
"	3658 x 22	300	483	1 / 853
"	3658 x 29	500	559	1 / 919
A.B. CARBOX (Suecia)	3600 x 47	1200	680	1 / 792
"	3600 x 60	2000	800	1 / 880

Fuente : Proformas y catálogos de fabricantes. Aplicación de fórmulas (4.9), (4.10) y (4.11).

Naturalmente, cuando la rola aplica su fuerza total a una plancha de un ancho menor, la flecha aumentará. En todo caso, dicho ancho deberá ser de al menos el 30% del nominal para que eso pueda hacerse.

El diámetro del rodillo se calculará por el uso simultáneo de las ecuaciones (4.6) hasta (4.11) considerando los siguientes datos :

$$t = 1/2 \text{ pulg} = 12.7 \text{ mm.}$$

$$M = 1,320 \text{ Kg} - \text{m.}$$

$$d_1 = 0.292 \text{ m.}$$

$$E = 21,000 \text{ Kg/mm}^2.$$

$$B = 2.44 \text{ m.}$$

$$L = 2.60 \text{ m.}$$

$$\Delta = 1/890 \times 2.60 \text{ m} = 0.0029 \text{ m.}$$

$$f = 0.2$$

Falta sólo definir el valor del ángulo δ y con ello se podrá hallar cualquier dimensión o distancia de las que aparecen en la figura 41.

En las rolas horizontales del tipo piramidal el valor de este ángulo oscila entre 60° y 75° , mientras que en las rolas verticales su valor es fácilmente alterable porque los dados de la viga reciprocante pueden adoptar diversas posiciones para el trabajo. Consideraré que para la "posición normal de trabajo" ese ángulo vale ; $\delta = 68^\circ$, promedio de los dos valores anotados arriba. Entonces, usando el programa P_4 del apéndice se obtiene :

$$\underline{d = 0.276 \text{ m}}$$

Para más claridad diré que, si se considera ----
 $\delta = 72^\circ$ se obtiene $d = 0.274 \text{ m}$; mientras que con $\delta = 75^\circ$
 resulta $d = 0.271 \text{ m}$. En conclusión, a mayor ángulo δ me -
 nor diámetro del rodillo.

Habiendo definido el diámetro del rodillo, queda -
 por chequear su capacidad para resistir esfuerzos; a este
 fin resulta útil la fórmula de la ASME, la que nos da la -
 TENSION DE CORTE DE TRABAJO τ_c en función de los momentos
 flector M , torsor T y del diámetro del eje. Esta relación
 es :

$$\tau_c = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \quad (4.12)$$

Durante los curvados el rodillo permanece estático,
 entonces $T = 0$. Con ello (4.12) se reduce a :

$$\tau_c = 16 C_m \cdot M / \pi \cdot d^3 \quad (4.13)$$

en la que ;

τ_c , tensión de corte máxima, Kg/m^2 .

C_m , coeficiente de choque.

M , momento flector máximo, $\text{Kg}\cdot\text{m}$.

d , diámetro del rodillo, m .

Para ejes estacionarios, el coeficiente de choque
 C_m vale : 1.0 si la carga es gradual y de 1.5 a 2.0 si ella
 es súbita. Como en mi caso la carga se aplica en forma gra
 dual, aunque en un tiempo corto, consideraré ;

$$C_m = 1.2 \quad (4.14)$$

Por otro lado, el código ASME utiliza una TENSION DE CORTE PERMISIBLE, τ_d , igual al menor de los siguientes dos valores :

$$\tau_d = 0.3 S_y \quad \text{ó} \quad \tau_d = 0.18 S_u \quad (4.15)$$

entonces, deberá cumplirse :

$$\tau_d \geq \tau_c \quad (4.16)$$

Reemplazando las igualdades (4.15) en (4.16) notaremos que deberán satisfacerse las desigualdades :

$$S_y \geq \tau_c / 0.3 \quad (4.17)$$

$$S_u \geq \tau_c / 0.18$$

en las que S_y y S_u son los esfuerzos de fluencia y de rotura, respectivamente, del material del rodillo.

En la ecuación (4.13), M es el máximo momento flector al que se somete el rodillo. Este se presenta en su punto central y vale :

$$M = w \cdot B \cdot (2 L - B) / 8 \quad (4.18)$$

A plena capacidad, la carga unitaria que actúa sobre el rodillo, w , puede hallarse despejándola de (4.10) y considerando el valor de flecha $\Delta = 2.93$ mm.

$$w = \frac{384 \cdot \Delta \cdot E \cdot I}{B \cdot (B \cdot L^3 - 4 \cdot L \cdot B^2 + B^3)} \quad (4.19)$$

Reemplazando en esta ecuación todos los valores de las variables, los cuales se conocen ya, tenemos ;

$$w = \frac{384 \times 2.93 \times 21000 \times \pi \times (276)^4}{64 \times 2440 \times [8 \times (2600)^3 - 4 \times 2600 \times (2440)^2 + 2440^3]}$$

$$w = 29.37 \text{ Kg/mm.}$$

reemplazando este valor de w en (4.18) resulta :

$$M = 2.47 \times 10^7 \text{ Kg-mm.}$$

llevando este valor y la igualdad (4.14) a (4.13), se tiene que :

$$\tau_c = 7.18 \text{ Kg/mm}^2$$

utilizando este valor y las relaciones (4.17) se concluye - que el material del que se pretenda construir el rodillo de be satisfacer los siguientes requisitos de resistencia :

$$S_y \geq 23.9 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_u \geq 39.9 \text{ Kg/mm}^2 \quad (4.20)$$

Falta considerar en este punto el hecho de que la -- plancha que se está rolando no siempre va a ser de 2.44 m., de ancho, (8 pies), sino que puede ser más bien, en la mayo ría de las veces, más corta. En el presente trabajo, para mantener las costumbres de los fabricantes, consideraré tam bién al igual que ellos, que se va a poder aplicar el total de la fuerza de la máquina sólo si el ancho de la plancha - es al menos el 30^o/o del ancho total ; esto es aproximada-- mente $B' = 0.8 \text{ m.}$

Con la fórmula (4.19) había determinado que para --- $B = 2.44 \text{ m.}$ la fuerza total definía una carga distribuida de

$w = 29.37 \text{ Kg/mm}$. Ahora, manteniendo la fuerza total pero variando el ancho a $B' = 800 \text{ mm}$. y usando la fórmula (4.21)

$$w' = w \cdot B / B' \quad (4.21)$$

obtengo el valor unitario de la nueva carga distribuida, la que resulta $w' = 89.57 \text{ Kg/mm}$. Con dicho valor en la fórmula (4.18) resulta : $M' = 3.94 \times 10^7 \text{ Kg-mm}$.

Según el código ASME, la nueva tensión de corte de - trabajo es, aplicando la relación (4.13) :

$$\tau'_c = 11.45 \text{ Kg/mm}^2.$$

finalmente, los esfuerzos del material que se use deberían igualar ó superar los siguientes valores de esfuerzos hallados con las fórmulas (4.17) :

$$\begin{aligned} S_y &\geq 38.2 \text{ Kg/mm}^2 \\ S_u &\geq 63.6 \text{ Kg/mm}^2 \end{aligned} \quad (4.22)$$

Existen en el mercado local a nuestra disposición varios -- tipos de acero que satisfacen las relaciones signadas con - el número (4.22); por ello, queda confirmado que lo más crítico para el rodillo de esta rola es la deflexión y no los esfuerzos a los que se le somete. De igual modo concluyo - que el diámetro del rodillo será ;

$$\underline{d = 0.276 \text{ m}}$$

y que será factible obtener tuberías con un diámetro interior de 12 pulgadas (305 mm).

4.3 Fuerza de prensado.

En los párrafos inmediatamente anteriores a este - quedó ya prácticamente definida la fuerza de prensado, al haber hallado con la relación (4.19), la carga que actúa sobre el rodillo por cada unidad de longitud, w . Basta ahora aplicar dicha carga al ancho nominal de la rola.

$$F = w \cdot B \quad (4.23)$$

donde ya sabemos que B vale 2440 mm (8 pies), y $w=29.37$ Kg/ mm. Aplicando dicha relación se obtiene :

$$F = 2440 \times 29.37 = 71650 \text{ Kg.}$$

$$\underline{F = 71.65 \text{ Ton.}}$$

Voy a considerar que esta es la fuerza que llegará hasta la plancha que se curva. El circuito hidráulico y los elementos estructurales de la rola los calcularé para una fuerza total de 72 Ton.; no creo necesario agregar -- más fuerza para compensar pérdidas por rozamiento, porque pienso que el supuesto admitido en la figura 41-sobre el perfecto cilindrado de la plancha- es conservador.

4.4 Velocidad de prensado, potencia.

4.4.1 Introducción.

La velocidad de prensado de estas rolas varía con su tamaño y fuerza; esto es también válido para otros - tipos de prensas.

• Esto se justifica porque las máquinas mayores ac-

túan sobre materiales más grandes y por consiguiente más pesados, materiales que involucran grandes momentos de inercia y por esta razón su velocidad de acción tiene que ser baja, ya que de no ser así, exigirían para su accionamiento potencias muy elevadas; e inversamente, las rolas y prensas más pequeñas admiten las velocidades de accionamiento más altas.

4.4.2 Velocidad de prensado.

Teniendo en cuenta los datos anotados en catálogos de fabricantes, (Ref.20) deduzco un valor adecuado para la velocidad de prensado de esta máquina.

Ellos admiten para sus rolas más grandes, las de 5000 a 2000 Ton., velocidades que van desde 5 hasta 8 mm/seg. Para el resto, las comprendidas entre 1200 y 150 toneladas, consideran velocidades de trabajo de 10 a 15 mm/seg.

La presente es una máquina aún más pequeña, de solamente 72 toneladas de fuerza, por ello permitiré que su velocidad de prensado sea aún un poco más alta, debiendo estar comprendida en el siguiente rango :

$$\text{Velocidad de prensado ; } 15 \longleftrightarrow 20 \text{ mm/seg.} \quad (4.24)$$

el verdadero valor lo va a fijar la bomba hidráulica que se escoja para impulsar a esta rola, ya que estas, las bombas, no se fabrican sobre pedido, sino que se hallan en el mercado en tamaños estandarizados.

4.4.3 Potencia de la bomba.

Como ya conozco la fuerza máxima de la máquina y he fijado un rango para su velocidad de trabajo, puedo saber cuál es el valor más apropiado de potencia de la electrobomba, pudiéndose evaluar la misma con la siguiente fórmula ;

$$P = F \cdot V / (K \cdot \eta) \quad (4.25)$$

donde ;

P , potencia de la electrobomba, HP ó Kw.

F , fuerza máxima, Kg.

V , velocidad de prensado, mm/seg.

η , eficiencia ; involucra pérdidas en la bomba y en el circuito hidráulico, se le puede asignar un valor de 92% (Ref.8).

K , constante de conversión. Para obtener la potencia en Kw, $K = 101,980$ y para obtenerla en HP, $K = 76,040$.

Como en nuestro medio predominan todavía las unidades del sistema inglés, en lo referente a potencias de bombas, evaluo para los valores extremos de nuestro rango de velocidades las potencias respectivas en HP mediante la relación - (4.25) :

$$P_{\min} = 72,000 \times 15 / (0.92 \times 76,040) = 15.4 \text{ HP}$$

$$P_{\max} = 72,000 \times 20 / (0.92 \times 76,040) = 20.6 \text{ HP}$$

Con estos dos valores de potencia nos dirigimos donde los proveedores de bombas de alta presión y encontramos por --

ejemplo que la fábrica americana VICKERS ofrece productos de 10, 20 y 32 HP. Directamente deducimos que la bomba - de 20 HP sería adecuada.

Debemos precisar en este punto que en los catálogos de los fabricantes de rolas horizontales, se ve que las - máquinas para trabajar planchas de acero estructural de - hasta 8 pies por 1/2 pulgada llevan como motor principal - uno de 15 HP. La diferencia de potencia está justificada por el hecho de que en esas máquinas el trabajo de curva - do es un proceso continuo, mientras que en las rolas ver - ticales es intermitente.

4.5 Carrera máxima.

Como quiera que las rolas verticales se usan para - trabajos muy específicos, a saber, rolado y doblado, es - que su zona de trabajo no requiere ser muy amplia, o lo - que es lo mismo, la carrera de la viga es corta.

De las dos operaciones anotadas, la que más espacio - requiere entre el rodillo y la viga reciprocante es la -- del doblado. Dicha operación se efectúa como se ilustra - en la figura 43.

Una cuña especial se ha adosado a lo largo del rodi - llo y la viga reciprocante efectúa el doblado, habiéndose - puesto previamente a sus dados en una posición bastante - cercana entre sí. Los pormenores de ésta situación no -- son abarcados en este trabajo de tesis, pero sí la tomo -

en cuenta al definir la carrera mínima.

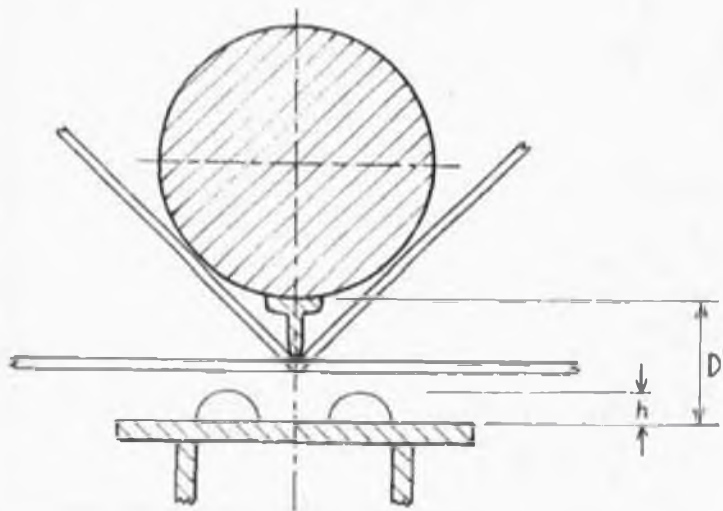


Fig. 43 La rola efectuando un doblado. La viga está en su posición más alejada del rodillo.

Refiriéndonos a la figura 43, h es la altura total de los dados. Por razones de que sea fácil su construcción y práctico su uso, dicha altura no debe ser inferior a 45 mm. ni superior a 60 mm., ya que si es muy pequeña será dificultosa su construcción y si es muy grande su peso será alto y no será fácil su fijación a la viga ni tampoco su cambio de posición.

Estimo en 50 mm. la altura de los dados y considero también una luz de 25 mm. para introducir a la plancha que se pretende doblar, gráficamente se halla que la distancia D' debe ser de 135 mm.

Por otro lado, la figura 44, muestra a la viga en el otro extremo de su carrera, cuando se ha aproximado lo más posible al rodillo. A fin de que no pueda darse el caso de que la superficie de la viga choque con el rodillo

he previsto una luz de 10 mm. entre ambos elementos. No habría justificación alguna para que la viga tenga que llegar a impactar al rodillo, de allí que dejo dicha luz.

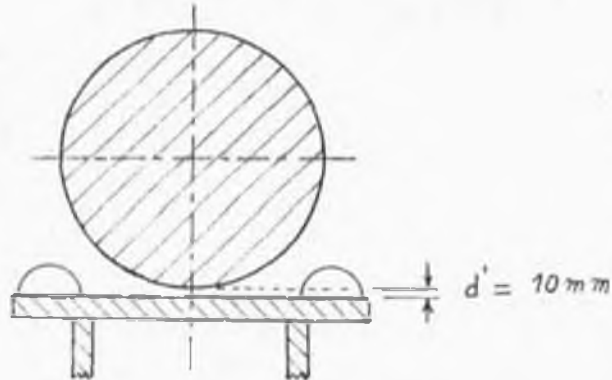


Fig. 44 Viga en su punto más cercano al rodillo.

La longitud de la carrera se determina por la diferencia entre D' y d' .

$$L = D' - d'$$

$$L = 135 - 10 = 125 \text{ mm.} \quad (4.26)$$

$$\underline{L = 125 \text{ mm.}}$$

4.6 Fuerza para alimentación de planchas, velocidad, potencia.

4.6.1 Descripción.

Para alimentar a la plancha a través de la rola, se hace uso de un motor hidráulico, el cual será impulsado por la misma bomba que mueve a la viga. Dicho motor se ubica en la parte inferior del rodillo principal y va alojado en un foso que se deja expresamente al preparar la cimentación de la máquina.

Para que el rodillo arrastre a la plancha durante su giro es necesario que ésta se halle en contacto con él.

Este hecho se consigue por la acción de unos rodillos auxiliares, que vienen del lado de la viga reciprocante, presionando a la plancha contra el rodillo. Estos pequeños rodillos son impulsados por émbolos hidráulicos, atraviesan la placa de la viga reciprocante en su parte central, por unas pequeñas ventanas que expresamente se dejan para ello. La figura 45 muestra la acción de estos rodillos auxiliares; nótese también que, cuando el rodillo principal gira, la viga debe estar alejada de la plancha.

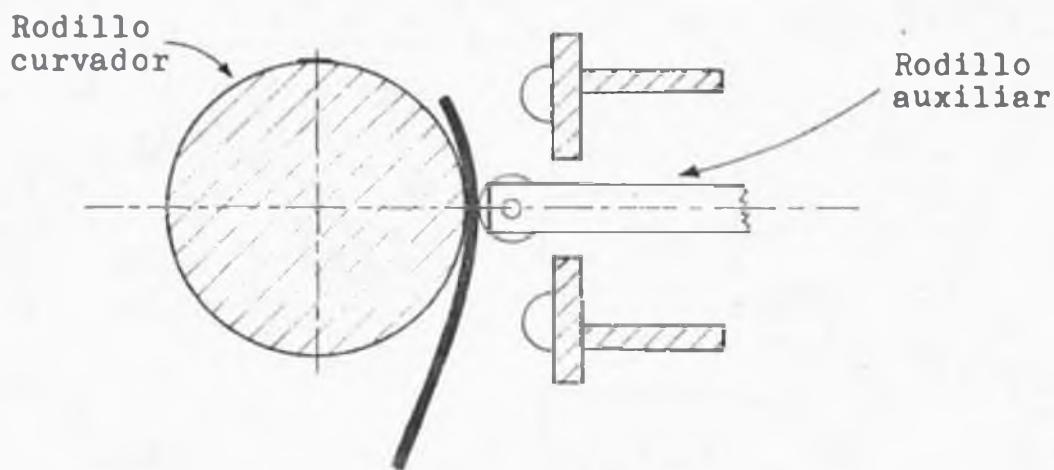


Fig. 45 Rodillos auxiliares para alimentación de planchas

4.6.2 Fuerza para mover la plancha.

Durante todas las etapas del trabajo la plancha descansa sobre unos patines. Estos no son más que conjuntos de patines con retazos de planchas y ejes y los que a su vez van directamente sobre el piso; los patines deben de poder deslizarse sobre el piso con un coeficiente de fricción que sea lo más bajo posible a fin de que no se requiera invertir mucha potencia por este concepto.

Otro factor que debe considerarse es la fricción --

que se presenta en la base del rodillo cuando gira, porque se trata de un elemento macizo, bastante pesado.

En consecuencia, la potencia mínima que debe suministrar el motor hidráulico tiene dos componentes :

$$P = P_1 + P_2 \quad (4.27)$$

donde :

P_1 , potencia requerida para mover la plancha.

P_2 , potencia necesaria para girar el rodillo.

La figura 46 presenta a la plancha deslizando sobre los patines.

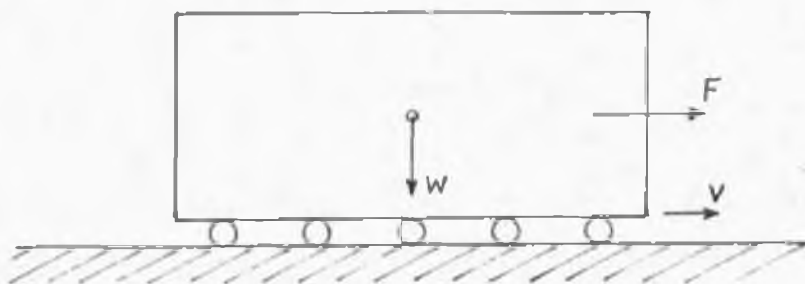


Fig. 46 Deslizamiento de la plancha sobre los patines, - fuerzas y velocidad involucradas.

$$P_1 = F \cdot V \cdot K = W \cdot f' \cdot V \cdot K \quad (4.28)$$

donde :

W , peso de la plancha, Kg.

f' , factor de fricción patines-piso.

V , velocidad de traslación, mm/seg.

K , factor de conversión. Vale 9.807×10^{-6} para obtener la potencia en Kw. y vale 1.315×10^{-7}

para tenerla en HP.

Supondré que 6 planchas de 1/2" x 4' x 8' han sido unidas y que el conjunto va a introducirse en la rola.

El peso total del conjunto será :

$$W = 6 \times 4' \times 8' \times 9.46 \text{ Kg/Pie}^2.$$

$$W = 1,816 \text{ Kg.}$$

En cuanto al factor de fricción patín-piso, sabemos que los datos sobre rozamiento por rodadura son escasos (Ref.3, pág.235), no obstante debo asumir un valor. Admitiendo un factor de fricción $f' = 0.2$, estaré bastante conservador.

4.6.3 Velocidad de alimentación de la plancha.

Respecto a la velocidad de traslación de la plancha, V , un valor bastante adecuado es 50 mm/seg.

Aplicando la relación (4.28) estimo la potencia requerida por este concepto:

$$P_1 = 1816 \text{ Kg.} \times 0.2 \times 50 \text{ mm/seg} \times 9.807 \times 10^{-6}$$

$$P_1 = 0.178 \text{ KW}$$

La potencia requerida para hacer girar el rodillo, P_2 , puede evaluarse con la fórmula siguiente :

$$P_2 = T \cdot w \cdot K \quad (4.29)$$

donde ;

T , torque, Kg - mm.

w , velocidad angular, rad/seg.

K , coeficiente de conversión. Vale 9.807×10^{-6} para obtener la potencia en KW y 1.315×10^{-5} para obtenerla en HP.

El torque que se aplique debe poder vencer los rozamientos que existen en las zonas en que el rodillo se apoya y se sujeta, vale decir, las coronas superior é inferior y los muñones. En la figura 47 se señalan estas zonas.

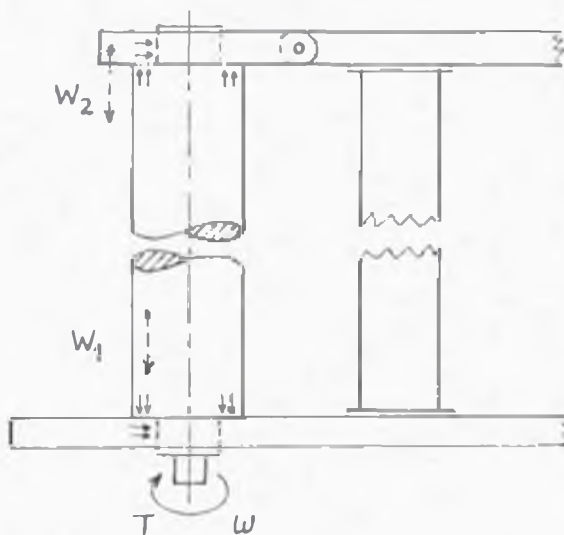


Fig. 47 Sujeción y forma de trabajo del rodillo.

Asumo, por simplicidad, que el torque originado por los rozamientos en las coronas circulares de apoyo es del mismo valor que el originado en los muñones. De ésta manera sólo calcularé el valor del primero de ellos y lo duplicaré. El error que conlleva el hacer ésta asunción no es de importancia porque se tratan de potencias fraccionarias.

Para evaluar el rozamiento en las coronas conside-

ro el peso del rodillo y el de la plancha superior de sujeción que sobre el se apoya. Ver figura 47.

El rodillo es en realidad un eje macizo de acero de 276 mm. \varnothing con una longitud aproximada de 2.70 m., y el peso que le corresponde es : $W_1 = 1270$ Kg.

La plancha superior de sujeción estará constituida por una placa de 50 mm. de espesor por 400 mm. por 500 mm., ello implica un peso de 80 Kg.

$$W_2 = 80 \text{ Kg.}$$

Las áreas superior é inferior en que se apoya el rodillo son coronas circulares. El diámetro exterior corresponde al diámetro del rodillo y el interior al diámetro del muñón; w es la velocidad de rotación. Ver figura 48.

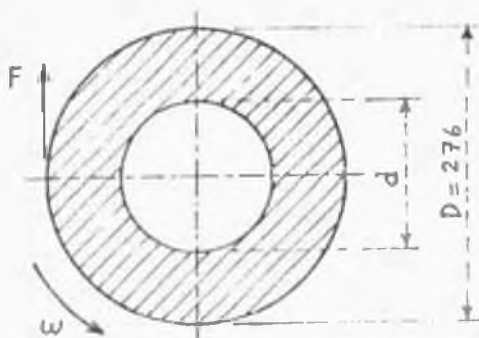


Fig. 48 Corona de apoyo del rodillo.

Las fuerzas de rozamiento que se oponen al giro -- están distribuidas uniformemente en toda el área de las coronas circulares, de tal modo que el torque resultante --

de todas ellas habría que evaluarlo por integración. Sin embargo, por simplicidad, las reemplazo por una fuerza resultante ubicada en el borde. En la figura 48 se aprecia esta fuerza y está simbolizada con la letra F. Su módulo es :

$$F = f. (W_1 + 2.W_2) \quad (4.30)$$

se considera dos veces W_2 porque dicho peso, el de la placa, influye sobre las dos coronas, la superior é inferior.

Considero un factor de fricción $f = 0.2$ (Ref.3, -- pág.230) y hago uso de la fórmula (4.30) para hallar el - módulo de la fuerza F.

$$F = 0.2 \times (1270 + 2 \times (80)) = 286 \text{ Kg.}$$

El torque que se origina por este concepto es :

$$T = F. D/2 = 286 \times 0.276/2$$

$$T = 39.5 \text{ Kg} - \text{m}$$

como quiera que ya había previsto asignar al torque desti- nado a vencer el rozamiento en los muñones el mismo valor que el torque ya calculado, sólo queda duplicar este va- -lor para luego poder evaluar la potencia P_2 .

$$T = 2 \times 39.5 = 79.0 \text{ Kgf} - \text{m}$$

La velocidad angular del rodillo, w , debe ser tal - que produzca en su periferia una velocidad tangencial de 50 mm/seg. aproximadamente, tal como anuncié que sería la

velocidad de avance de la plancha.

$$\underline{w \approx 3.5 \text{ RPM} = 0.365 \text{ rad/seg.}} \quad (4.31)$$

Ahora utilizo la relación (4.29) y obtendré la potencia necesaria para hacer girar el rodillo de la rola :

$$P_2 = 79,000 \times 0.365 \times 9.807 \times 10^{-6}$$

$$P_2 = 0.283 \text{ KW}$$

A continuación ya puede conocerse la potencia mínima que el rodillo debe de recibir desde el motor para que gire y arrastre a la plancha.

$$P = P_1 + P_2$$

$$P = 0.178 + 0.283 = 0.461 \text{ KW}$$

Para poder elegir un motor hidráulico apropiado -- hay que definir el torque mínimo que debe desarrollar a las RPM especificadas, en nuestro caso a 3.5 RPM.

El torque se determina con una fórmula similar a la (4.29) ; $T = P / (w \cdot K)$.

$$T = 0.461 \text{ KW} / (0.365 \text{ seg}^{-1} \times 9.807 \times 10^{-3})$$

$$\underline{T = 128.8 \text{ Kg- m}}$$

4.7 Capacidad de la rola para anchos de plancha menores al nominal y/o diámetros de rolado mayores al mínimo
En el punto 4.2.2 había anunciado que existe para --

los dados de la viga, una ubicación conocida como "posición normal de trabajo". Para esta rola, dicha ubicación es la que se muestra en la figura 49.

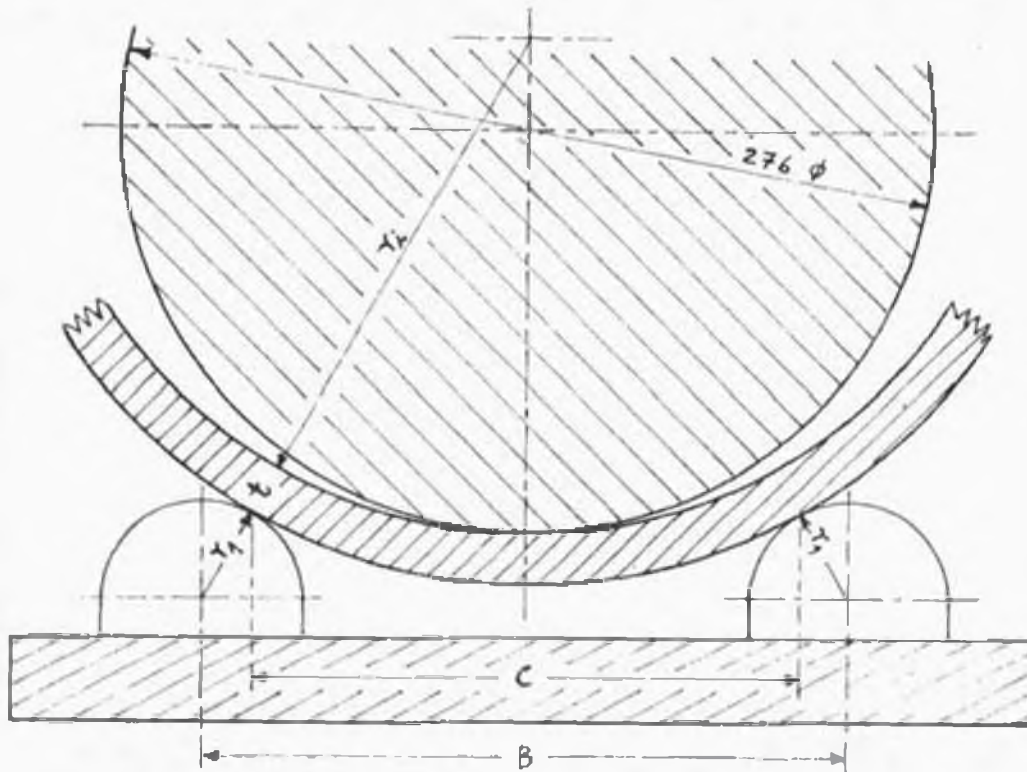


Fig. 49 Datos en posición normal de trabajo, $B = 204$ mm.

Los dados tienen ejes de curvatura, ya que su superficie es cilíndrica. La distancia entre dichos ejes es de 204 mm. para la posición normal de trabajo ($\delta \approx 68^\circ$, figura 41).

En realidad esta posición se utiliza cuando se quiere rolar hasta diámetros pequeños. Para rolar a diámetros grandes, iguales o mayores a 55 cm. (22" ϕ), es mejor separar más los dados entre sí, de este modo se obtendrá un incremento en la capacidad.

En la figura 49 se tiene ;

C , distancia entre puntos de contacto dados-plan-
cha.

B , distancia entre centros de curvatura de los da-
dos.

r_1 , radio de curvatura de los dados ; 35 mm.

t , espesor de la plancha.

r_i , radio interior del tubo que se forma, (figura-
36).

por semejanza de triángulos se obtiene :

$$B/C = (r_1 + t + r_i) / (t + r_i)$$

de donde se despeja C :

$$C = \frac{B.(t + r_i)}{r_1 + t + r_i} \quad (4.32)$$

Es necesario presentar nuevamente un gráfico que -
nos muestre las fuerzas que intervienen en el curvado.

La figura 49 sugería de manera clara que el trabajo se --
realiza en forma simétrica, por ello es que basta sólo --
con mostrar la mitad del rodillo para apreciar las fuer--
zas que intervienen. Ver figura 50 en la siguiente pági-
na.

De ésta figura se deduce el valor del ángulo α .

$$\alpha = \text{arc sen} \left[C / (2(r_i + t)) \right] \quad (4.33)$$

El momento flector M' que originan las fuerzas N
y fN respecto del punto de apoyo O es :

$$M' = N \cdot (r_i \cdot \text{Sen } \alpha) + f \cdot N (r_i + t - r_i \cdot \text{Cos } \alpha)$$

o lo que es lo mismo ;

$$M'' = N \cdot \left\{ r_i \cdot \text{Sen } \alpha + f \cdot \left[t + r_i \cdot (1 - \text{Cos } \alpha) \right] \right\} \quad (4.34)$$

en ésta última expresión, f es el factor de fricción entre la plancha y el dado. Como en la parte 4.2 asumo $f = 0.2$.

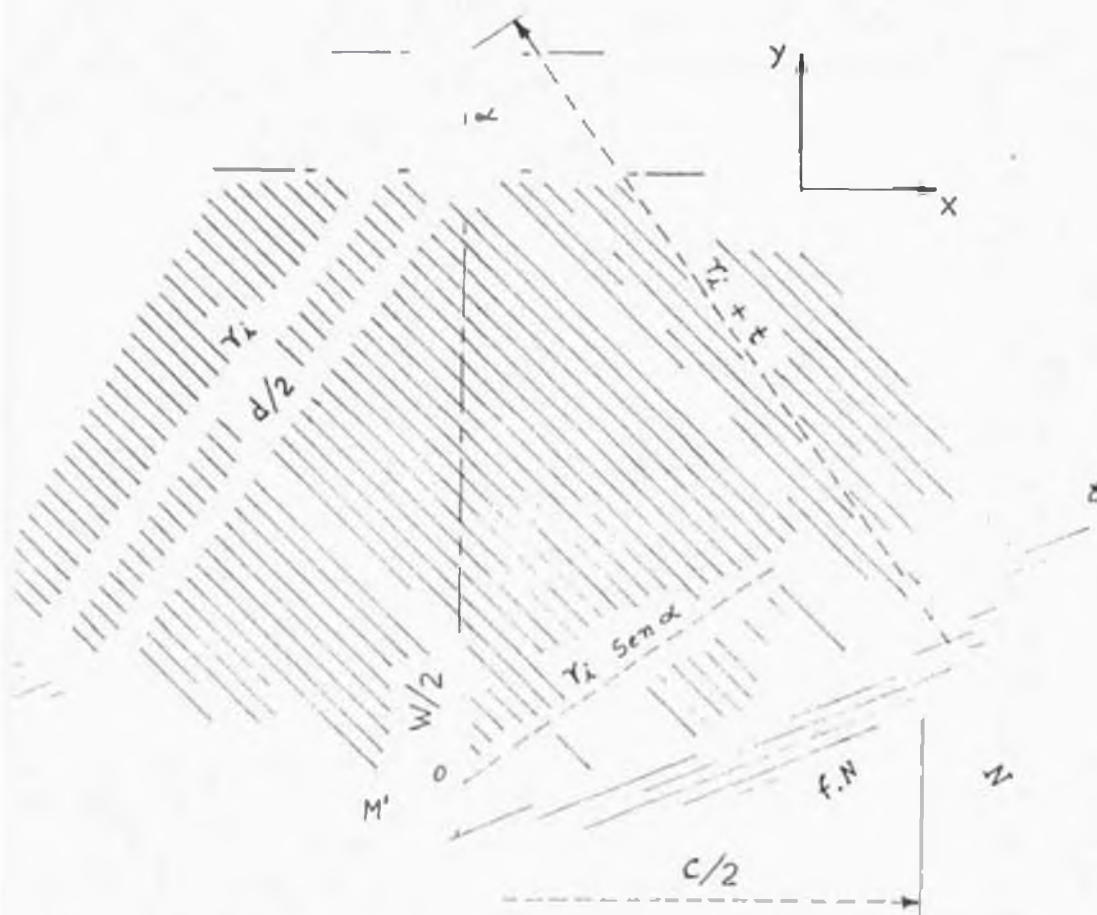


Fig. 50 Fuerzas que originan el momento de curvado.

De la figura 50 se deducen también las fuerzas resultantes, según los ejes x é y , que los dados ejercen sobre la plancha.

$$R_x = \sum F_x = N \cdot (f \cdot \text{Cos } \alpha - \text{Sen } \alpha) \quad (4.35)$$

$$R_y = \sum F_y = N. (f. \text{Sen } \alpha + \text{Cos } \alpha) \quad (4.36)$$

en la fórmula (4.36) hay un hecho importante que resaltar y se refiere al hecho de que la resultante R_y no puede ser superior (al menos en este caso de trabajo simétrico) a la mitad de la fuerza total de la viga.

La fuerza total que llega hasta la plancha considere rará que vale 71.66 toneladas, habiendo descontado pérdidas por fricciones.

De las relaciones (4.34) y (4.36) se despeja N y se igualan los resultados, ya que deben ser equivalentes.

Luego despejamos M' :

$$M' = \frac{R_y \cdot (r_1 \cdot \text{Sen } \alpha + f \cdot (t + r_1 \cdot (1 - \text{Cos } \alpha)))}{f \cdot \text{Sen } \alpha + \text{Cos } \alpha} \quad (4.37)$$

Ésta fórmula, auxiliada de las (4.32) y (4.33), permitirá calcular el momento flector total que se obtiene con la fuerza máxima de la rola. Deben de tenerse en cuenta tam bién las siguientes consideraciones :

a) $B = 208$ mm. si el diámetro interior del tubo que se es tá formando es menor o igual a 500 mm. (20-pulg.).

$B = 258$ mm. si dicho diámetro es igual ó superior a -- 550 mm. (22 pulg.).

b) $R_y = 35.83$ Ton. sólo para anchos de plancha iguales ó - mayores a 0.8 m. (30% del ancho nominal).

$R_y = 2/3 (35.83) = 23.88$ toneladas para anchos menores a 0.8 m.

- c) Los radios internos, r_1 , a utilizar en las fórmulas (4.32) y (4.33) se sacan de la figura 36, la que ha considerado el efecto de la recuperación elástica.

Los momentos flectores que se requieren por cada unidad de ancho, (1 metro), se dan en la tabla 3 ; aunque esos valores sólo valen para un diámetro interno $D = 0.305$ m. Para rolar hasta otros diámetros, deberán evaluarse -- también los momentos flectores unitarios.

Designando con la letra M a dichos momentos unitarios, se cumple que :

$$b = M' / M \quad (4.38)$$

donde b es el ancho máximo de plancha que se podrá rolar -- hasta el diámetro considerado.

El programa P₅ efectúa los cálculos correspondientes y la figura 51 nos muestra los resultados. Los desfases de las curvas en la parte superior de dicha figura se deben a la reducción en 1/3 de la fuerza total de la viga-reciprocante para anchos de plancha menores a 800 mm. Esta reducción se materializa aislando al émbolo superior -- del sector de alta presión del circuito hidráulico.

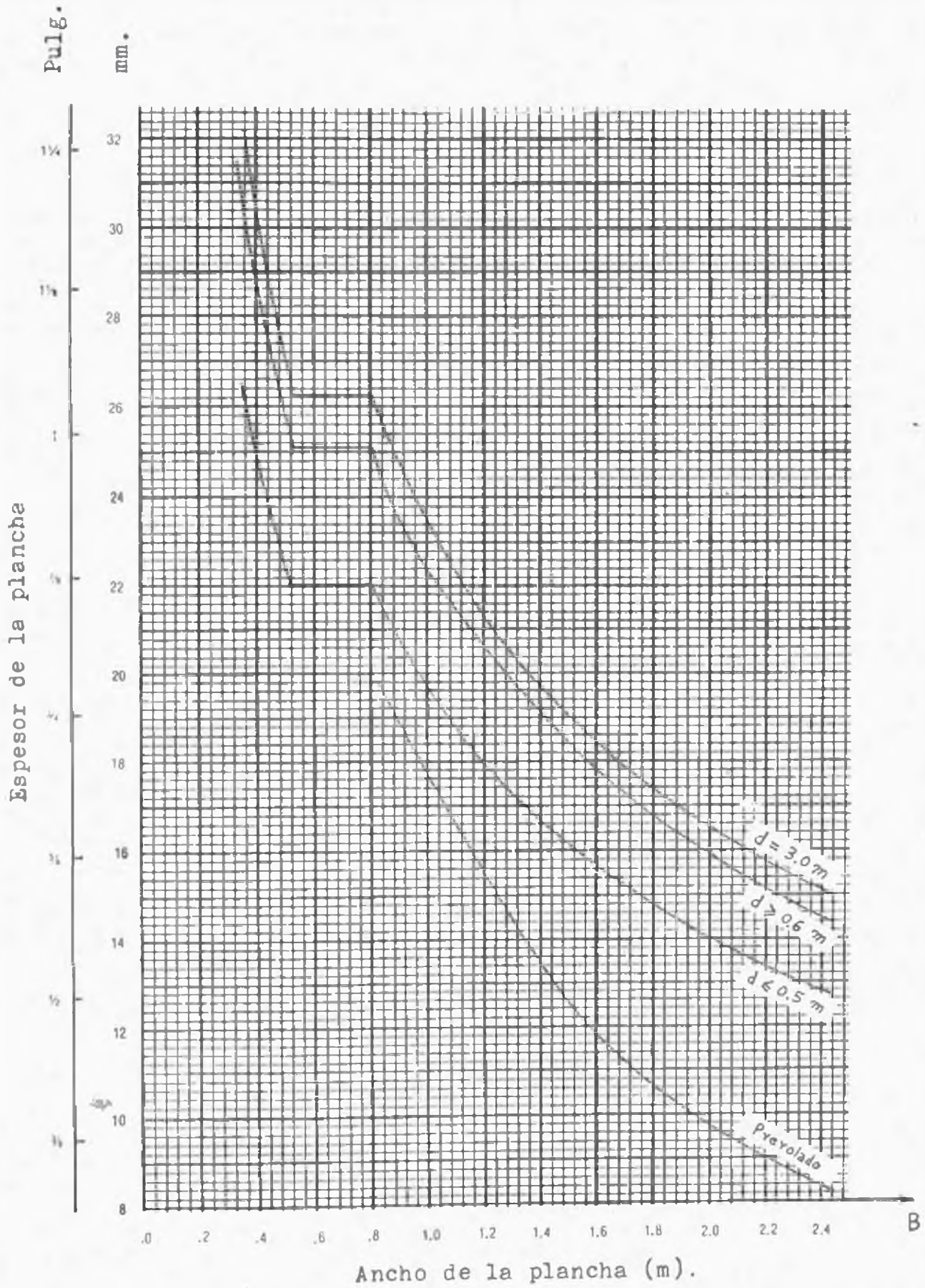


Figura 51. Curvas de capacidad para rolado de planchas de acero con $\sigma_y = 25 \text{ Kg/mm}^2$.

Nota.- En el capítulo 5 se concluye que para una rola de esta longitud conviene hacer uso de tres cilindros hidráulicos, de allí que al bloquear uno de ellos la fuerza total se verá reducida en $1/3$ de su valor.

4.8 Prerolado, ancho de la pestaña plana.

4.8.1 Introducción

El proceso de curvado de una plancha utilizando una rola se asemeja a la carga que se efectúa a una viga en voladizo; esto es todavía más valedero para las rolas verticales. Ver figura 52.

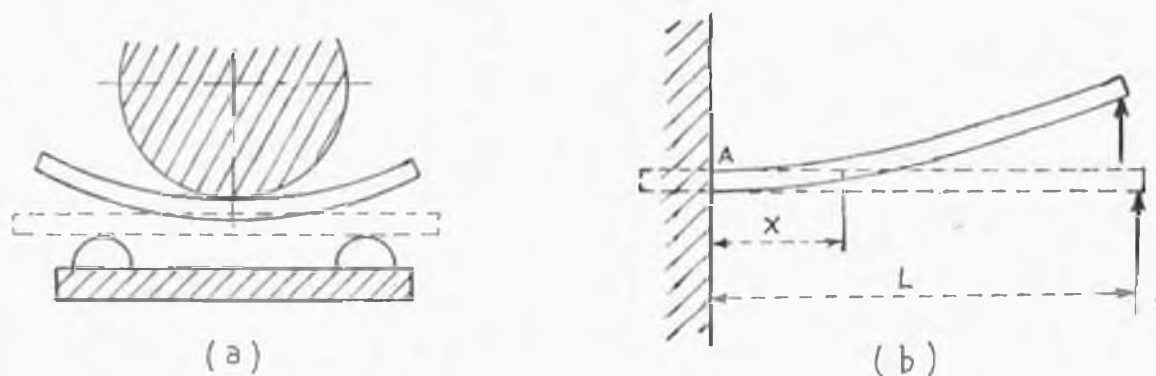


Fig. 52 Semejanza entre curvar con rola, (a) , y cargar una viga en voladizo hasta lograr estados plásticos, (b).

Al iniciar el proceso de carga todos los esfuerzos son elásticos, pero conforme se continúe incrementando la misma van a aparecer las primeras zonas en estado plástico. Ellas se localizan junto al punto de apoyo, signado en ambos casos con la letra A.

Si se continúa incrementando la carga, la longitud

de viga que llega hasta estados plásticos y que está señalado con la letra x , crece ; sin embargo, el sector que está fuera de la zona signada con la letra x no llega a estados plásticos y es por ello que al suprimir la carga todo el recobrará su forma plana inicial; mientras que la zona que soportó los mayores momentos flectores, adquirirá una curvatura permanente. Entonces, necesitamos saber -- qué parte de la longitud de la viga queda plana.

4.8.2 Ancho de la pestaña plana.

Durante el desarrollo de la teoría de rolado, capítulo 3, se dedujeron varias relaciones que se refieren a los momentos flectores que se deben aplicar a las planchas planas para llevarlas hasta cierta condición. De todas -- ellas, las que nos interesan en este punto son las ecuaciones (3.14), (3.19) y (3.16).

La ecuación (3.14) nos permite saber cuál es el mayor momento flector que se puede aplicar a una plancha, de tal modo que al suprimirlo, no quede en ella deformación permanente en ninguno de sus puntos. Dicha ecuación es :

$$M_y = \frac{\sigma_y \cdot b \cdot t^2}{6 \cdot (1 - u^2)} \quad (3.14) \text{Repetida.}$$

Por otro lado, la ecuación (3.19) auxiliada de la (3.16) ya ha sido aplicada a los diversos espesores de -- planchas . Los resultados están registrados en la tabla-3 y no son más que los momentos flectores, M , que se re--

quieren para rolar planchas de ancho unitario hasta un diámetro interno $D = 305 \text{ mm.}$, (12 pulgadas).

Al utilizar la ecuación (3.14) lo haremos también - para un ancho de plancha unitario, $b = 1 \text{ m.}$; el esfuerzo - de fluencia σ_y será el mismo de la curva idealizada, es decir, $\sigma_y = 27.5 \text{ Kg/mm}^2$ (39.11 KPSI), y donde va a haber diferencia es en el módulo de Poisson μ ; aquí utilizaremos $\mu = 0.3$ ya que se trata de esfuerzos puramente --- elásticos, mientras que el valor usado antes era $\mu = 0.4$ - al cuál se le consideró como un promedio de elasto-plástico. Los resultados obtenidos en ambos casos se presentan en la tabla 5.

TABLA 5

Máximo momento flector que se puede aplicar a una plancha sin llevarla a estados plásticos, M_y .

Momento flector que se requiere aplicar a una plancha para rolarla hasta un diámetro interno $D = 305 \text{ mm.}$, M , tabla 3.

t	(mm.)	9.5	12.7	15.9	19.1	22.2
	(pulg)	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
M_y	(Kg - m)/m	456.8	812.7	1271	1828	2487
M	(Kg - m)/m	743	1320	2063	2970	4044

si dividimos, para cada espesor de plancha, su correspondiente valor M entre M_y , sabremos muy aproximadamente -- qué fracción de la longitud total, L , es el largo del sec

tor x , el mismo que ha alcanzado estados plásticos. Todo esto refiriéndonos a la figura 52 (b).

Efectuando dichas divisiones vamos a encontrarnos con que el 61% de la longitud ha permanecido en estado -- elástico y en consecuencia retornará hasta su forma original, mientras que el 39% restante adquirirá una cierta-curvatura permanente.

Cuando se trata de rolar planchas, existe particular interés en que las pestañas planas que resultan en -- los bordes de las planchas tengan la menor longitud posible. Los fabricantes de rolas, de acuerdo con lo que presentan en sus catálogos, se muestran satisfechos si la -- longitud de dicha pestaña no supera al doble del espesor de la plancha que se está curvando. Es decir; que si designamos con la letra q a la longitud de dicha pestaña -- plana, se procura que se cumpla lo siguiente :

$$q \leq 2 \cdot t \quad (4.39)$$

4.8.3 Prerolado en la rola vertical

La distancia a la que se puede ubicar cada uno de los dos dados de la rola vertical, respecto de la línea -- de simetría, es fácilmente alterable. Para que esto se -- haya podido lograr de una manera práctica, se recurre a un ranurado en la parte delantera de la viga y en las bases -- de los dados, habiendo un paso fijo p entre dos posiciones consecutivas, tal como se aprecia en la figura 53 de la siguiente página.

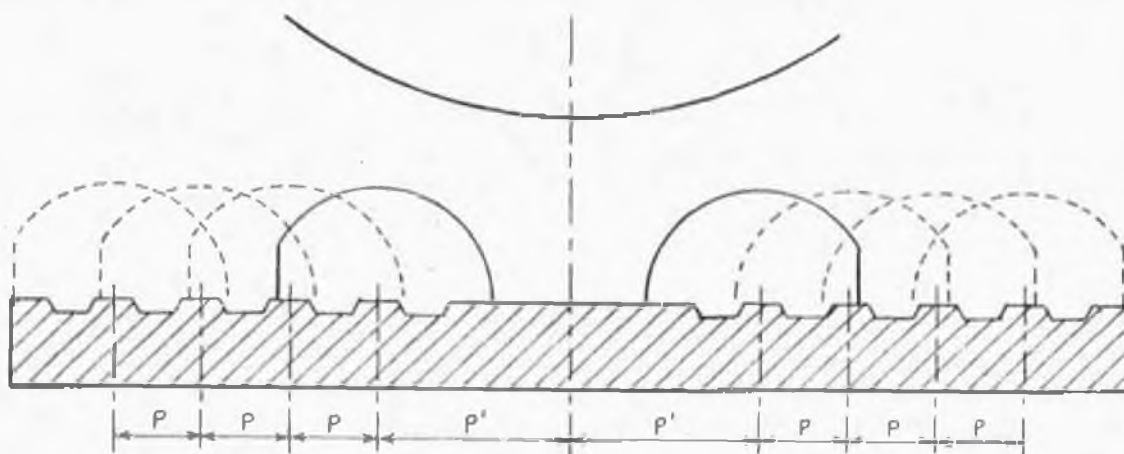


Fig. 53 Superficie acanalada de la viga, la que permite - ubicar a los dados en diversas posiciones.

En la parte 5.2 del capítulo 5 se determina que - un valor adecuado para el paso, p , es 25 mm. mientras que - el valor de la longitud p' será 54 mm.

Para efectuar un prerolado los dados se ubican en forma asimétrica y de esta manera se lograrán anchos de -- pestaña plana menores que si se les ubica en una forma si- métrica. Ver la figura 54 de la página siguiente.

A nosotros nos interesa que la longitud de la peg- taña plana, q , no sea superior a dos veces el espesor de- la plancha. En la figura 54 notamos que ;

$$q = \Delta + a = 2.t \quad (4.40)$$

donde Δ es una pequeña longitud de plancha que no se some- te a momento flector alguno, ello porque en la práctica, - es difícil conseguir al usar la máquina un $\Delta = 0$, porque- habría peligro de resbalamiento de la plancha.

La longitud signada con la letra a corresponde al

bajo habíamos concluido que la longitud del sector "e" equivalía al 64% del tamaño del sector "a" (ya que $e/a = 39/61 = 0.64$). En consecuencia, se tendrá ;

$$e = 0.64 \times a = 0.64 \times (1.5 \times t)$$

$$\underline{e = 0.96 \times t}$$

El brazo de palanca de la principal fuerza curvadora, P, según la figura 54, es ;

$$(a + e) = 1.5 \times t + 0.96 \times t = 2.46 \times t.$$

La longitud B', que especifica cuál de las cuatro posibles ubicaciones del dado es la que se utiliza en un caso específico, no puede tener un valor cualquiera. Si la plancha es delgada (hasta 1/4 pulgada de espesor), se podrá usar B' = 54 mm, que es la posición más cercana al -- centro. Conforme se incremente el espesor habrá que ubicar al dado en las otras posiciones más alejadas de la línea central de la viga ; si esto no se hiciera la capacidad de pestañado se verá disminuída ó incluso se hará nula.

La fuerza que proviene del sistema hidráulico está simbolizada con la letra F y va a parar a los dados. De la figura 54 se puede demostrar que ;

$$F = P.(\text{Cos } \alpha + f.\text{Sen } \alpha) + P'.(\text{Cos } \gamma + f.\text{Sen } \gamma) \quad (4.41)$$

Las fuerzas P, f.P, P' y f.P' son las que originan el momento flector que va a curvar el borde de la plancha

alrededor del punto central de apoyo O . El valor de dicho momento es ;

$$M_o = P.(a+e) + f.P.(t) = P'.(s) + f.P'.(T) \quad (4.42)$$

Si dividimos este valor, M_o , entre el que se designa con M en la tabla 5, podremos obtener el máximo ancho de plancha, b , que se puede prerolar para cada espesor.

Un inconveniente que aparece al utilizar los datos en una posición asimétrica para el prerolado es que se origina un momento resultante que tiende a voltear a la viga alrededor de un eje vertical, más específicamente, en torno al punto señalado con O' en la figura 54. Dicho momento se designará como M_o' y su valor, al igual que los demás valores importantes que se refieren al prerolado, aparece anotado en la tabla 6 de la página siguiente.

Finalmente hay que resaltar que no podrá pestañar en esta rola planchas de más de $3/4$ de pulgada de espesor con un ancho de pestaña igual ó menor a $2.t$, según se comprueba con la figura 54 y la tabla 6.

Los valores de los ángulos α y γ así como los brazos de palanca de las diferentes fuerzas que intervienen en el prerolado fueron hallados gráficamente; de allí que los resultados que contiene la tabla 6 son sólo aproximados.

Los datos que se refieren a la capacidad de prerola

do, o sea los del ancho de plancha, b , se llevaron a la figura 51 a fin de tenerlos en forma de curva y sean de uso más fácil.

TABLA 6

Características de la máquina para el prerolado

	(mm)	6.35	9.5	12.7	15.9	19.1
	(pulg)	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4
B'	(mm)	54	79	79	104	104
α	($^{\circ}$)	17	25	24	32	31
δ	($^{\circ}$)	4	9	9	18	18
P	(Ton)	63.14	62.00	58.67	58.60	55.57
P'	(Ton)	7.08	9.51	12.65	15.11	17.70
M	(Kg-m)	1073	1538	1948	2412	2696
M	(Kg-m/m)	330	743	1320	2063	2970
b	(m)	3.25*	2.07	1.47	1.17	0.91
M'	(Kg-m)	248	2565	1831	3535	2716

* En realidad no puede pasar de 2.44 m. (8 pies).

5.0

DISEÑO DE LOS ELEMENTOS BASICOS DE LA ROLA

5.1 Rodillo Principal

El rodillo de una rola vertical trabaja en condiciones más favorables que los rodillos de las rolas horizontales, ello porque en el instante del curvado permanece estático para el primer caso mientras que en el segundo e hallan girando e incluso comunicando un torque para hacer avanzar a la plancha.

5.1.1 Esfuerzo de flexión que soporta el rodillo

Consideraré al rodillo en el caso más desfavorable, es decir, simplemente apoyado. La distancia entre los -- apoyos será de 2600 mm. aprox., el diámetro es 276 mm, la carga distribuida total será de 71,650 Kg y tomo en cuenta dos casos extremos ;

- a) para el ancho máximo de plancha, 8 pies.
- b) para el mínimo ancho de plancha al que se le -- puede aplicar la fuerza total.

5.1.1.1 Esfuerzo de flexión para el ancho máximo de plancha.

El ancho máximo es de 8 pies, 2440 mm. Para dicho ancho, la carga distribuida por unidad de longitud será ; $w = F/L = 71650 \text{ Kg} / 2440 \text{ mm}.$

$$w = 29.37 \text{ Kg/mm.}$$

Los diagramas de carga distribuida, esfuerzo cortante y momento flector se muestran en la figura 55.

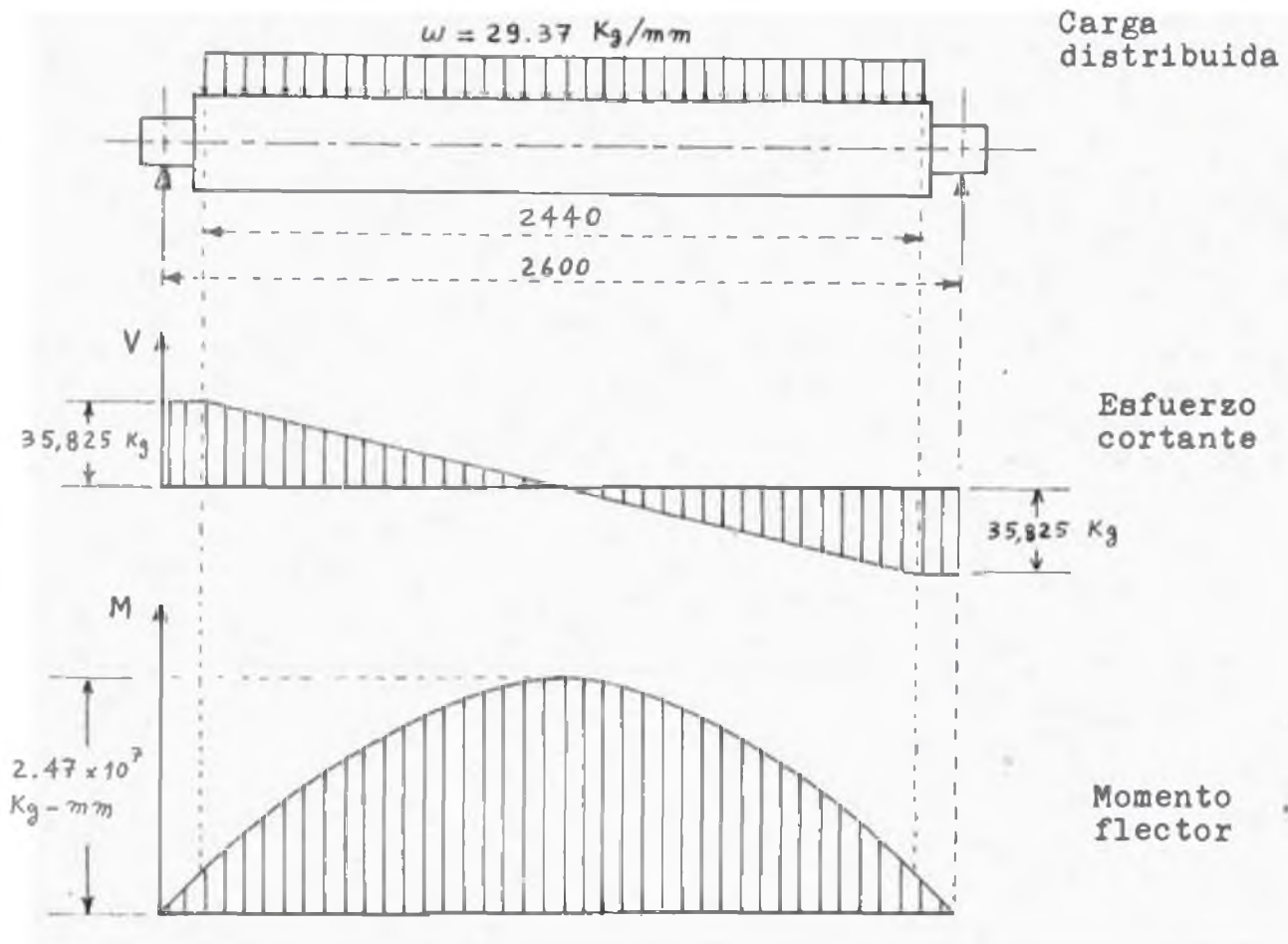


Fig. 55 Carga, esfuerzo cortante y momento flector que actúan sobre el rodillo.

Aplico la teoría de tensiones en vigas para determinar el máximo esfuerzo que se presenta en el rodillo :

$$\sigma = M / S \quad (5.1)$$

donde :

σ , esfuerzo unitario máximo, Kg/mm^2 .

M , máximo momento flector, Kg-mm .

S , módulo resistente de la sección, mm^3 .

para un eje de sección circular de diámetro d , el módulo resistente es :

$$S = \pi \cdot d^3 / 32 \quad (5.2)$$

en nuestro caso, $d = 276 \text{ mm}$. Utilizando la relación (5.2) se obtiene ; $S = 2.064 \times 10^6 \text{ mm}^3$.

Reemplazando los valores de S y M en la fórmula (5.1) se obtienen los máximos esfuerzos de tensión y compresión con que trabaja el rodillo, los que se presentarán en sus fibras extremas ;

$$\sigma = 2.47 \times 10^7 / 2.064 \times 10^6 = 11.97 \text{ Kg/mm}^2$$

dicho valor de esfuerzos es bastante bajo si se tiene en cuenta que los rodillos de rolas se fabrican con aceros -- que tengan un esfuerzo de rotura de 60 Kg/mm^2 cuando menos.

5.1.1.2 Esfuerzo de flexión para el ancho mínimo que permite la fuerza total.

El mínimo ancho deberá tener la plancha que se quiere rolar para poder aplicar la fuerza total será de 800 mm , esta longitud es muy aproximadamente la tercera parte del ancho total. Esta medida se limita a un mínimo, porque si se aplica toda la fuerza a una plancha muy corta, la carga por unidad de longitud será muy grande y podría rayar el rodillo, ello aparte de otros inconvenientes.

Los diagramas de carga distribuida, esfuerzo cortante y momento flector, para el caso de aplicar toda la fuerza a una plancha de 800 mm, se muestra en la figura 56.

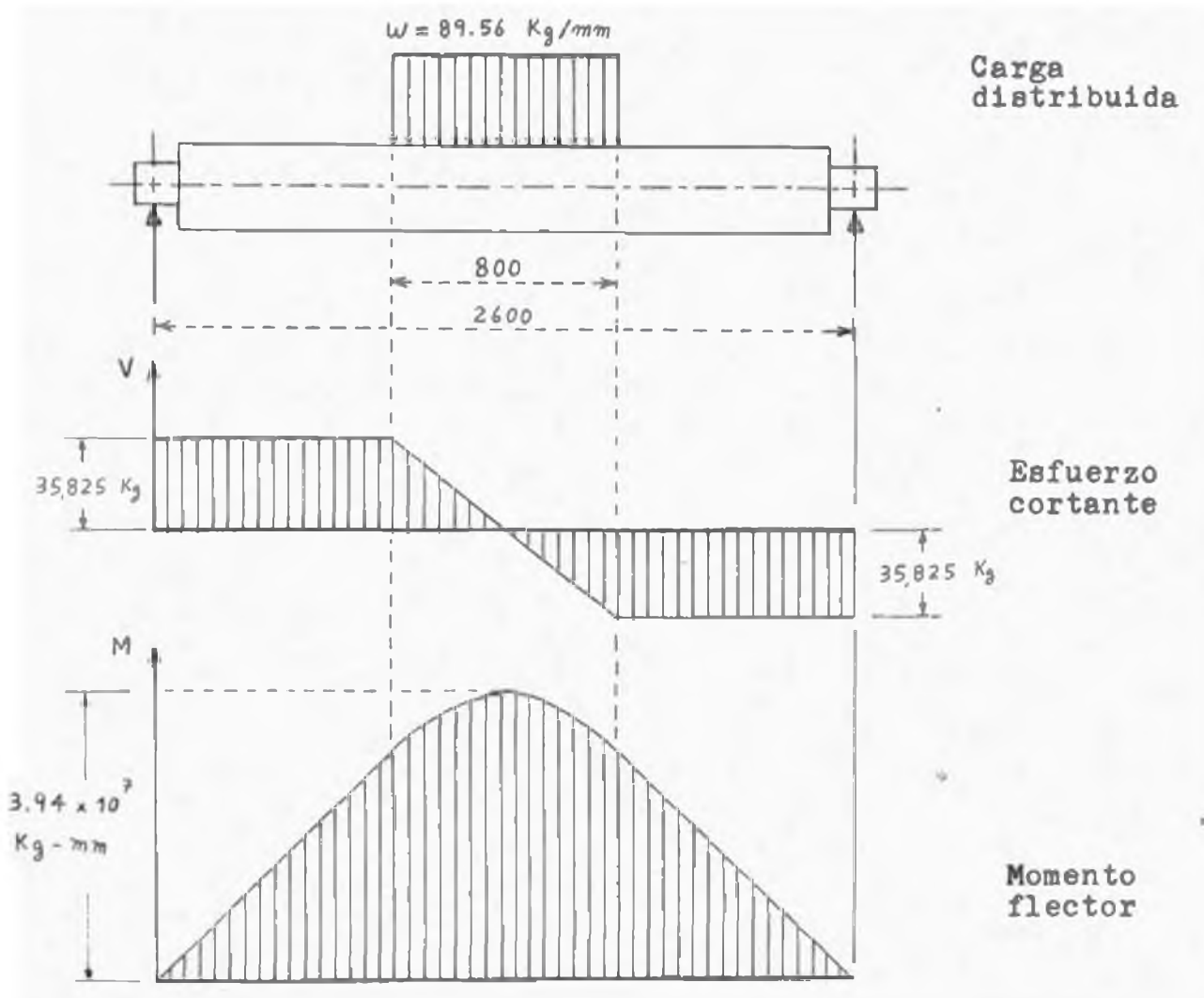


Fig. 56 Carga, esfuerzo cortante y momento flector que actúan sobre el rodillo para $b = 800 \text{ mm}$.

Aplicando nuevamente la fórmula (5.1) para determinar los máximos esfuerzos con que trabaja el rodillo, se tiene :

$$\sigma = 3.94 \times 10^7 / 2.064 \times 10^6 = 19.09 \text{ Kg/mm}^2$$

con un factor de seguridad igual a 3 respecto a la rotura, requeriríamos que el material tenga una resistencia a la-

tracción mínima de : $3 \times 19.09 = 57.3 \text{ Kg/mm}^2$; pero la fórmula de la ASME para ejes nos indicaba ya, con las relaciones (4.22), que dicho valor no debía ser inferior a 63.6 Kg/mm^2 y ello debe prevalecer.

5.1.2 Esfuerzo de contacto plancha- rodillo

Al presionarse dos cuerpos curvados uno contra otro se verifica un aplanamiento en el punto de contacto. La teoría de HERTZ es la base para el cálculo de dichas tensiones. (Ref. 12, Pág.556).

Esta teoría supone que se trata de cuerpos homogéneos, isótropos, perfectamente elásticos y que se verifica la Ley de Hooke.

Cuando dos cilindros de longitud L y de radios r_1 y r_2 se tocan a lo largo de una de sus generatrices rectilíneas y se cargan después uniformemente a lo largo de la longitud L por medio de la fuerza P , la superficie de compresión es un rectángulo de anchura $2a$, y de longitud L , relativamente grande en comparación con a . Ver figura 57. graficada en la página siguiente.

Según dicha teoría, el valor de a es :

$$a = 1.52 \sqrt{\frac{P \cdot r}{E \cdot L}} \quad (5.3)$$

E , es el módulo de elasticidad ; $21,000 \text{ Kg/mm}^2$

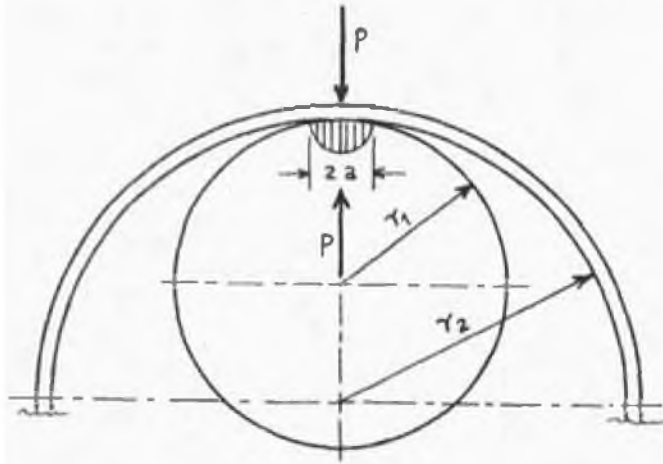


Fig. 57 Esfuerzos de contacto de dos cilindros.

$$1/r = 1/r_1 - 1/r_2 \quad (5.4)$$

La tensión de compresión se distribuye a través de la anchura en forma semicircular. Siendo p_0 la tensión máxima, se tiene ;

$$p_0 = - 0.418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{r \cdot L}} \quad (5.5)$$

para nuestro caso, la situación más desfavorable se dá --- cuando P tiene el valor máximo (71,650 Kg), L es el mínimo que tolera la fuerza total (800 mm) y r_2 es bastante grande, por ejemplo $r_2 = 5000$ mm. Entonces, teniendo en cuenta que $r_1 = 276/2 = 138$ mm, aplicamos (5.4) y luego (5.5)-obteniéndose ;

$$r = 141.9 \text{ mm.}$$

$$p_0 = - 0.418 \sqrt{\frac{71650 \times 21000}{141.9 \times 800}}$$

$$p_0 = 48.1 \text{ Kg/mm}^2$$

En base a lo obtenido en los puntos 5.1.1, 5.1.2 y las relaciones (4.22), concluyo que un acero que tenga una resistencia a la rotura mínima de 65 Kg/mm^2 será adecuado para la construcción del rodillo. No es necesario considerar esfuerzos de fatiga porque la frecuencia de las sollicitaciones a cada sector de el es bastante baja, (el rodillo gira luego de cada prensado).

En la tabla 7 se presentan algunos de los aceros-existentes en nuestro mercado, que pueden utilizarse para fabricar el rodillo.

TABLA 7

Aceros que pueden usarse para fabricar el rodillo.

Marca y tipo	Equivalente AISI	Esf. rotura (Kg/mm^2)
ASSAB 760	1148	68
ASSAB 705	4340	80
BOEHLER HH	1060	65
BOEHLER VCL 140	4140	74
BOEHLER VCN 150	4340	78

5.1.3 Dimensionamiento de los apoyos (muñones)

5.1.3.1 Por resistencia del eje al corte.

Debido a que hay concentración de esfuerzos, por el cambio de sección, se considera en estos casos un esfuerzo

permisible al corte bastante bajo, por ejemplo usaré $0.1 \times S_u = 6.5 \text{ Kg/mm}^2$. Además se sabe que la carga radial máxima en el extremo es $71650/2 = 35825 \text{ Kg}$.

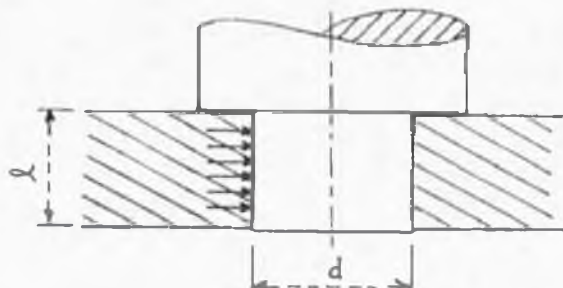


Fig. 58 Sección transversal de un muñón.

El área de corte es $\pi \cdot d^2 / 4$. Reemplazando datos se tiene que el diámetro del muñón debe ser al menos ;

$$d = \sqrt{\frac{35825 \times 4}{6.5 \times \pi}}$$

$$d = 83.8 \text{ mm.}$$

5.1.3.2 Por resistencia del eje a la flexión.

Según las referencias 14 y 15, para hallar el mínimo valor de dicho diámetro, se asemeja el caso al de una viga en cantilever y se usa la relación ;

$$d = \sqrt[3]{5 \cdot P \cdot l / S_s} \quad (5.6)$$

La longitud del apoyo, l , la supondré de 50 mm ; reemplazando los datos se tendrá ;

$$d = \sqrt[3]{5 \times 35825 \times 50 / 6.5}$$

$$d = 111 \text{ mm.}$$

5.1.3.3 Por aplastamiento del eje sobre el cojinete.

Al suponer que hay un reparto de la carga con presión uniforme sobre la superficie de apoyo, la fórmula a aplicar es ;

$$q_{adm} \geq P / (d \cdot l) \quad (5.7)$$

donde q_{adm} es la máxima tensión admisible por aplastamiento. Según la Ref.13, Pág. 3-64, para el bronce se admite un valor de 2.9 Kg/mm^2 y para el hierro 5.6 Kg/mm^2 .

Considerando cojinetes de hierro y reemplazando valores en (5.7) se tiene ;

$$5.6 \geq 35825 / (d \times 50)$$

$$d \geq 128 \text{ mm.}$$

Todos los requerimientos de resistencia van a satisfacerse con diámetros para los muñones mayores a 128

$$\underline{d = 140 \text{ mm.}}$$

El cojinete inferior debe poder soportar también carga axial que proviene del peso del rodillo y del peso de la placa superior que sujeta a este. Afortunadamente, estas cargas no son muy grandes y bastará con proveer una adecuada superficie de apoyo rodillo - cojinete.

5.2 Viga reciprocante

5.2.1 Deflexión por esfuerzos longitudinales.

Este elemento es importante para el funcionamiento de la rola, se encarga de transmitir la fuerza provenien

te de los cilindros hidráulicos, distribuyéndola sobre la cara exterior de la plancha que se curva. Ver figura 59.

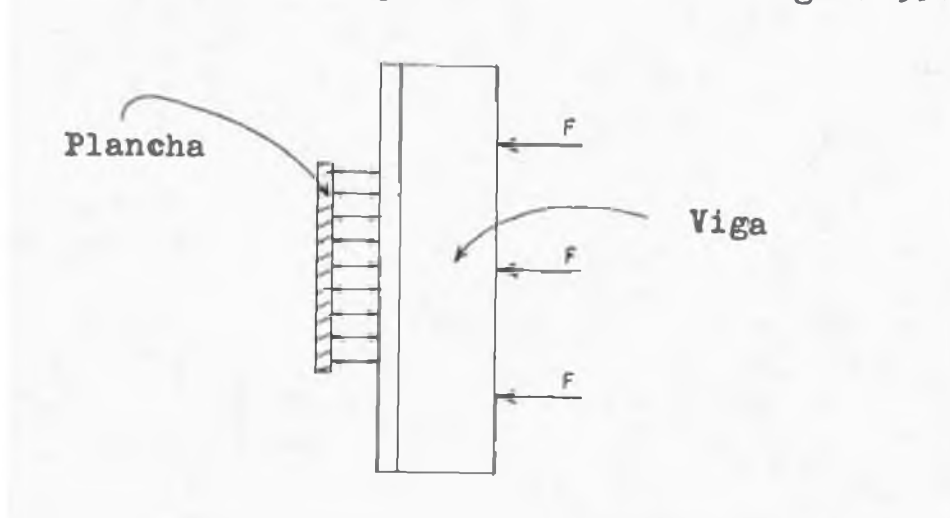


Fig. 59 Viga reciprocante ejerciendo una carga distribuida sobre la plancha.

El número de émbolos que tiene la rola vertical depende de la longitud de la rola y de su capacidad (fuerza máxima). Para nuestro caso, con una longitud de 2440 mm, las posibles opciones serían 2, 3 ó 4 émbolos.

Si se usaran 2 émbolos, la viga reciprocante deberá ser muy robusta y consiguientemente pesada para que pueda satisfacer con los límites permitidos de esfuerzos en su material de construcción y también con las flechas máximas; además, el diámetro de los cilindros sería grande para lograr, con la presión normal de trabajo de estos equipos (210 bar, 3000 PSI), la fuerza total de 72 toneladas.

Si consideramos un número de 3, nos resulta cilindros de 125 mm \varnothing , que es un valor muy comercial y se puede dar el caso de que se pretenda rolar una plancha bastante corta pero gruesa, entonces se bloquea el paso de fluido --

presurizado al émbolo superior y se trabaja sólo con los 2 inferiores (figura 61-d).

Al proyectar con 4 émbolos, me encuentro con que --- ellos deberían tener un diámetro de 107 mm \varnothing , valor que no se comercializa. Además, sabiendo que los fabricantes de rolas acostumbran poner 4 émbolos a sus máquinas de 10 --- pies, resulta obvio que, para este caso, 3 es el número más apropiado.

Una vez fijado en 3 el número de cilindros hidráulicos, toca ver lo referente a su ubicación ; como es un número impar, uno de ellos se ubicará exactamente en el centro. La distancia de cada uno de los otros dos hasta ese punto medio debe fijarse adecuadamente. La figura 60 muestra la mitad de la viga reciprocante y se toman las siguientes -- consideraciones :

La carga distribuida que actúa es completamente uniforme y vale $71650 / 2440 = 29.37$ Kg/mm.

- Los tres cilindros hidráulicos deben de dar la misma -- fuerza, ya que serán iguales en su construcción y funcionamiento.

Al extremo A, ubicado en el punto medio, se le puede -- considerar empotrado, porque en el la pendiente de la -- elástica es cero, (ello por la simetría que guarda el -- sector dibujado con el sector suprimido).

Lo ideal sería que los puntos A y B estén a la misma altura. Para que ello ocurra la distancia x debería va

1er 851 mm.

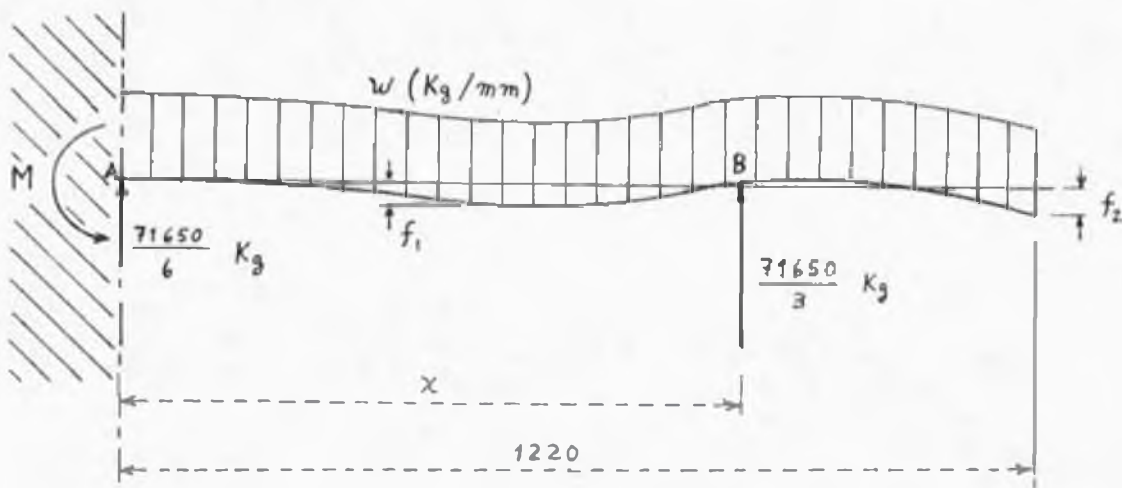


Fig. 60 Mitad de la viga reciprocante ; puede apreciarse también la curva elástica.

Puede considerarse un menor valor para "x" ; en to do caso, hay que preveer que la máxima flecha que se presente no supere cierta magnitud prefijada - por ejemplo - la misma que se le permitió al rodillo, es decir, 1/890 ó incluso menor, digamos 1/1000 - y para que ello no ocurra con ninguna de las posibles cargas que pueden actuar, debe escogerse una sección transversal que tenga cierto mínimo valor de MOMENTO DE INERCIA. Pero la sección transversal de la viga debe tener también un mínimo valor de MODULO - RESISTENTE, para que las cargas que se presenten, no hagan superar el valor del esfuerzo permisible del material del que construye la viga.

Los casos más críticos de carga que pueden presentarse se muestran en la figura 61. Se ha considerado una distancia de 800 mm. entre dos cilindros contiguos.

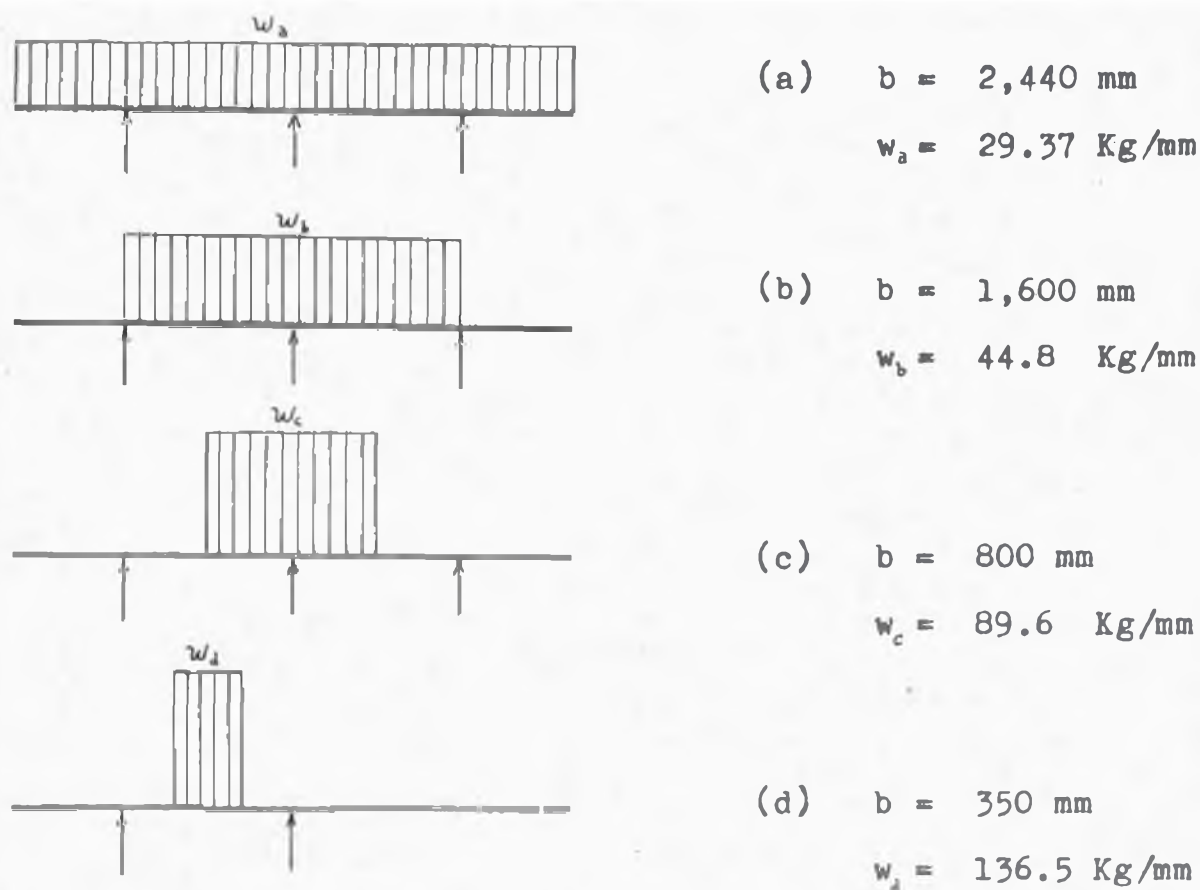


Fig. 61 Las cargas más críticas que pueden actuar sobre la viga.

De esas 4 cargas consideradas, la más exigente desde el punto de vista de los esfuerzos es la del caso (c). Para dicho caso se da el máximo momento flector ;

$$M_{\text{máx.}} = 12,730 \text{ Kg} - \text{m} \quad (5.8)$$

En lo referente a la flecha, si el momento de inercia es el mismo a todo lo largo de la viga, la máxima flecha relativa se presentará en el caso (d). Para que dicha deflexión relativa no sea superior a $1/1000$, el valor del momento de inercia debe ser cuando menos ;

$$I_{\text{mín.}} = 6.33 \times 10^{-5} \text{ m}^4 \quad (5.9)$$

Para la fabricación de los componentes soldados de la rola se utilizará un acero similar o más resistente al Siderperú PG- E 24, el cual garantiza los siguientes esfuerzos :

$$\begin{aligned} S_y \text{ (mín)} &= 24 \text{ Kg/mm}^2 \\ S_u \text{ (mín)} &= 41 \text{ Kg/mm}^2 \end{aligned} \quad (5.10)$$

La viga reciprocante sí está sometida a esfuerzos de fatiga porque realiza un trabajo repetitivo. Sin embargo, considero que para garantizar una larga vida al equipo no es indispensable diseñar con el límite de fatiga limitado a $0.5 S_u$ (Ref.16, Pág 6-04), sino que basta considerar un límite restringido para un cierto número de ciclos, dado que son raras las ocasiones en que éstas máquinas se usan a plena capacidad. Concretamente, consideraré una duración de 100,000 ciclos trabajando a plena capacidad.

Utilizando las relaciones (6-04) y (6-05) de la Ref. 16 tendremos :

$$S_f / 0.5 S_u = (10^6 / 10^5)^K$$

$$K = - 0.0153 + 0.145 \text{ Ln } (S_u / 0.5 S_u)$$

En las que S_f es el Límite Restringido de Fatiga. Ejecutando las operaciones resulta :

$$S_f = 0.61 S_u \quad (5.11)$$

A esta operación hay que afectarla con los factores modificatorios para hallar el Límite de Fatiga Correcto, el que -

servirá de esfuerzo de diseño, S_s .

$$S_s = S_f \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \quad (5.12)$$

donde :

K_a , Factor por acabado superficial.

K_b , Factor de tamaño.

K_c , Factor de confiabilidad.

K_d , Factor por efectos varios.

Según la referencia 16, para el presente caso se --
tiene ; $K_a = 0.75$ (laminados en caliente), $K_b = 0.8$ (es-
pesores entre 1 y 2 pulgadas), $K_c = 0.79$ (probabilidad de
falla de 0.5%), $K_d = 1.0$ (corrosión, temperatura).

Reemplazando estos valores en (5.12) tenemos ;

$$S_s = 0.61 S_u \times 0.75 \times 0.8 \times 0.79 \times 1.0$$

$$S_s = 0.29 S_u$$

$$\underline{S_s = 0.29 \times 41 = 11.9 \text{ Kg/mm}^2} \quad (5.13)$$

Como la viga trabaja básicamente a flexión, se debe recurrir a la fórmula ;

$$W_{\min} = M / S_s \quad (5.14)$$

donde :

W_{\min} , mínimo MODULO RESISTENTE que deberá tener di-
cha sección.

Reemplazando (5.8) y (5.13) en (5.14) tenemos :

$$\min = 1.069 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (5.15)$$

Ahora hay que buscar para la viga una sección transversal que cumpla con las condiciones (5.9) y (5.15) y que tenga además una adecuada forma que facilite el montaje de los cilindros hidráulicos que la impulsarán. La figura -- 62 muestra una sección muy conveniente.

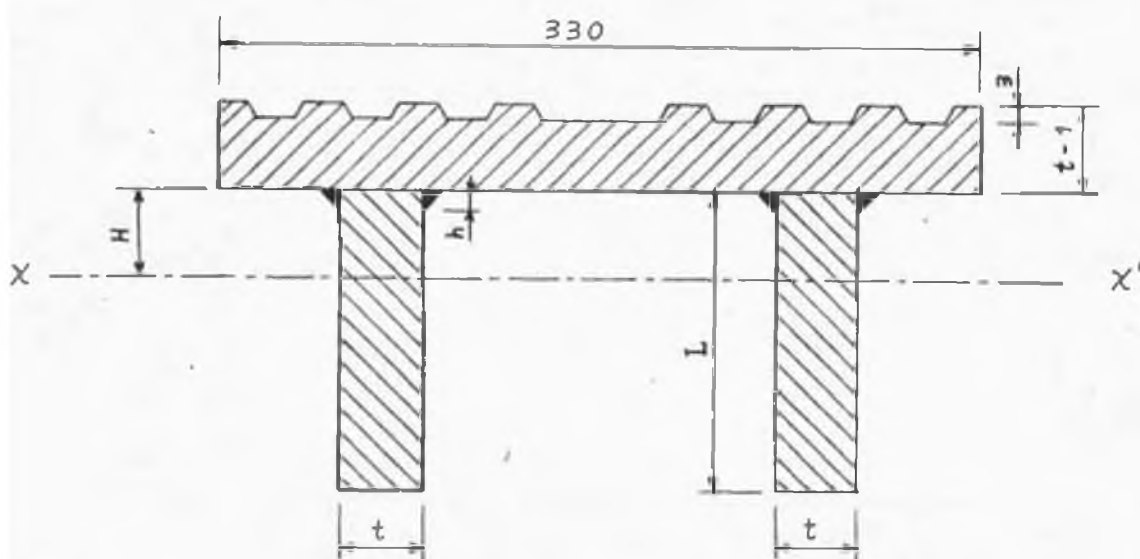


Fig. 62 Forma de la sección transversal de la viga.

A la placa frontal - que tiene una cara ranurada - se adosarán los dados. Su ancho, 330 mm ya es fijo.

Las otras dos placas son refuerzos y tienen por finalidad absorber la mayor parte de la carga de flexión. Supondré que para confeccionar las tres se usará plancha -- del mismo espesor, t . Además, a la frontal se le descontará 4 mm destinados a las ranuras, los que no se tomarán en cuenta para hallar el momento de inercia y el módulo resistente de la sección respecto al eje $x - x'$ que pasa por el centro de gravedad.

Los espesores comerciales de planchas que pueden usarse aquí son : 25, 32, 38 mm, correspondientes a 1", --- 1.1/4", 1.1/2" respectivamente.

TABLA 8

Dimensiones para la viga que cumplen con los requisitos mínimos (5.9) y (5.15)

t (mm)	25	32	38
L (mm)	285	244	217
I (m ⁴) x 10 ⁻⁴	2.058	1.855	1.710
W (m ³) x 10 ⁻³	1.069	1.075	1.073
A (m ²)	0.0143	0.0156	0.0165
H (mm)	92.4	71.4	57.7

El penúltimo renglón de la tabla, señalado con la letra A, muestra el área de la sección transversal y es -- también importante porque da una idea del peso.

Considero que 32 mm. (1.1/4"), es el espesor m s -- conveniente, porque con el resulta una longitud razonable -- para el refuerzo (L) y tiene menor peso que el de 38 mm. Consideraré

$$t = 32 \text{ mm.}, \quad L = 245 \text{ mm.}$$

Al comparar los valores para I y W de la tabla 8- con (5.9) y (5.15), se nota que para esta viga son más críticos los esfuerzos que las deformaciones.

El anexo contiene el programa P₆ que se ha usado - para calcular la sección de la viga.

Para calcular los cordones de soldadura, es necesario conocer la fuerza de tracción que actúa sobre la placa frontal de la viga por efecto de la flexión. El esfuerzo promedio para la sección de dicha placa es :

$$\sigma_m = MY/I \quad (5.16)$$

donde y es la distancia desde la línea neutra de la sección al medio de dicha placa, a la que previamente descuentamos los 4 mm. del ranurado.

$$Y = H + (t-4) / 2 \quad (5.17)$$

Los datos son : $H = 71.4$ mm, $t = 32$ mm, $I = 1.855 \times 10^8$ mm⁴, $M = 1.273 \times 10^7$ Kg-mm. Reemplazándolos se obtiene :

$$\sigma_m = 5.86 \text{ Kg/mm}^2$$

este esfuerzo medio actúa sobre la totalidad del área de la placa frontal ; $330 \times (32-4) = 9,240$ mm², y por eso la fuerza de tracción, P , que actúa sobre esta placa es ; -- $P = 9240 \text{ mm}^2 \times 5.86 \text{ Kg/mm}^2 = 54,150$ Kg. Como van a haber 4 cordones de soldadura, cada uno debe soportar :

$$F = 54,150 \text{ Kg}/4 = 13,540 \text{ Kg.}$$

ya que actúan sobre la viga esfuerzos de fatiga, voy a considerar para la soldadura un esfuerzo permisible igual al 80% del valor normal (el cual es de 13,000 PSI para trabajo a corte, E 60XX), entonces :

$$S_s = 13000 \text{ PSI} \times 0.8 / (1422 \text{ PSI} / \text{Kg}/\text{mm}^2)$$

$$S_s = 7.3 \text{ Kg}/\text{mm}^2 \quad (5.18)$$

Aparte de la fuerza longitudinal de tracción, existen también otras que actúan sobre la placa frontal. Por ejemplo tenemos una fuerza transversal, originada por trabajo con los dados en posición asimétrica durante los pre-rolados.

Por simplicidad asumiré que la resultante de todas ellas es 50% mayor que la fuerza longitudinal ya calculada; también voy a preveer el uso de cordones de 8 mm, lo mínimo recomendado para planchas de 32 mm.

$$1.5 F = S_s \cdot A = S_s \cdot (0.707 h) \cdot L \quad (5.19)$$

$$L = 1.5 (13540) / (7.3 \times 0.707 \times 8) = 492 \text{ mm}$$

bastará usar cordones intermitentes, con un porcentaje -- igual o mayor a ; $(492 / 1220) \times 100 = 41\%$ (Ejem: 60 mm de longitud, 140 mm de paso).

5.2.2 Deflexión respecto a un eje longitudinal.

La situación más desfavorable se da cuando los dados se ubican en las posiciones extremas, tal como se ve en la figura 63 de la siguiente página.

Se nota que hay una fuerte tendencia a doblar a la placa frontal en torno al punto A; por eso debo colocar re fuerzos en la parte interna de la viga.

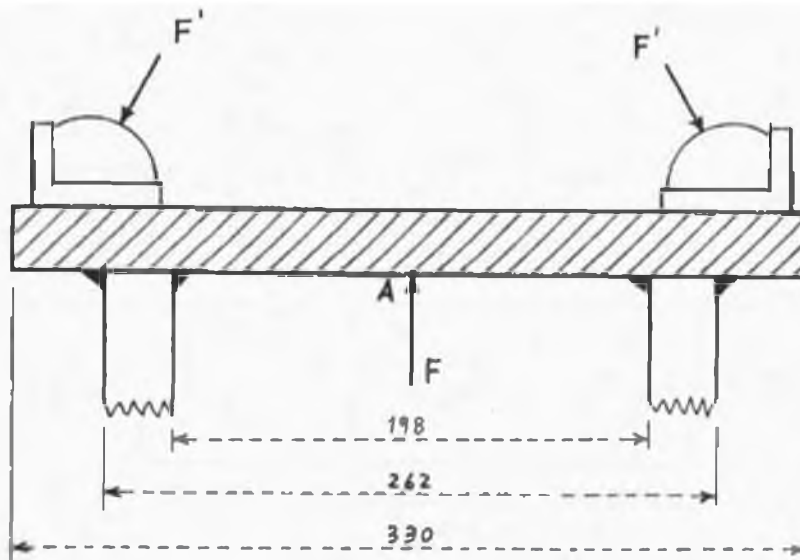


Fig. 63 Fuerzas que quieren flexar a la placa frontal de la viga.

Voy a poner 8 de ellos, 6 de 19 mm en la zona media y 2 de 25 mm, uno en cada extremo; irán soldados a los refuerzos de la viga con cordones de 8 mm y tendrán 80 mm de altura.

Existen además tres placas de 32 mm de espesor, encargadas de recibir la fuerza proveniente de los cilindros hidráulicos para transmitirla a la viga, y que proporcionan un refuerzo adicional contra la flexión. Ver plano de la viga.

5.2.3 Los dados.

Estos elementos van adosados en la parte frontal de la viga y son los que realmente curvan a la plancha al forzarla contra el rodillo. Constan de dos partes; la parte curvada, hecha de eje de un acero muy resistente, a fin de que pueda hacer frente al desgaste; y la otra parte, que sirve de base, estará hecha de acero estructural de -

32 mm de espesor, uniéndose ambas por medio de tornillos;- el peso aproximado de cada dado es 48 Kg.

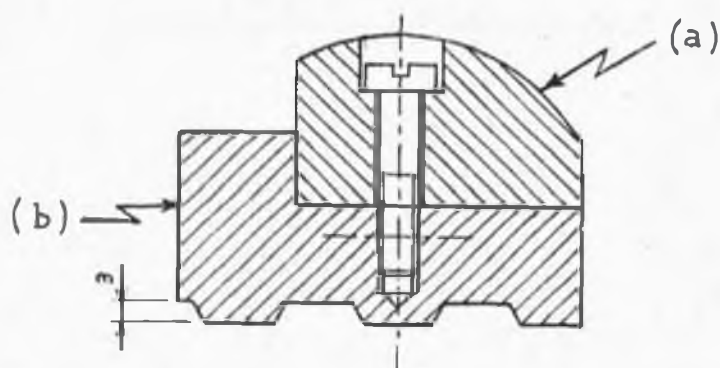


Fig. 64 Sección transversal de uno de los dados : a) cuña, b) base.

5.2.3.1 Cuña.

La rola tiene os dados por ello también dos cuñas; ellas se harían a partir de ejes de 70 mm de diámetro los que se cortarían en dos partes iguales en forma longitudinal. El corte puede hacerse con una roseta en una fresadora o sino con la ayuda de un cepillo grande. Si estos procedimientos no bastaran para llegar a producir el corte del eje en dos partes, puede recurrirse finalmente al uso de un soplete oxi-acetilénico; debo resaltar que he previsto una franja de 10 mm de ancho para la ejecución del corte, y la confección de cada dado en dos tramos, a fin de facilitar estas operaciones de fabricación.

Las caras de la cuña que van a apoyarse en la base del dado deben de ser bien planas, o sea, maquinadas. Ver figura 65 graficada en la siguiente página.

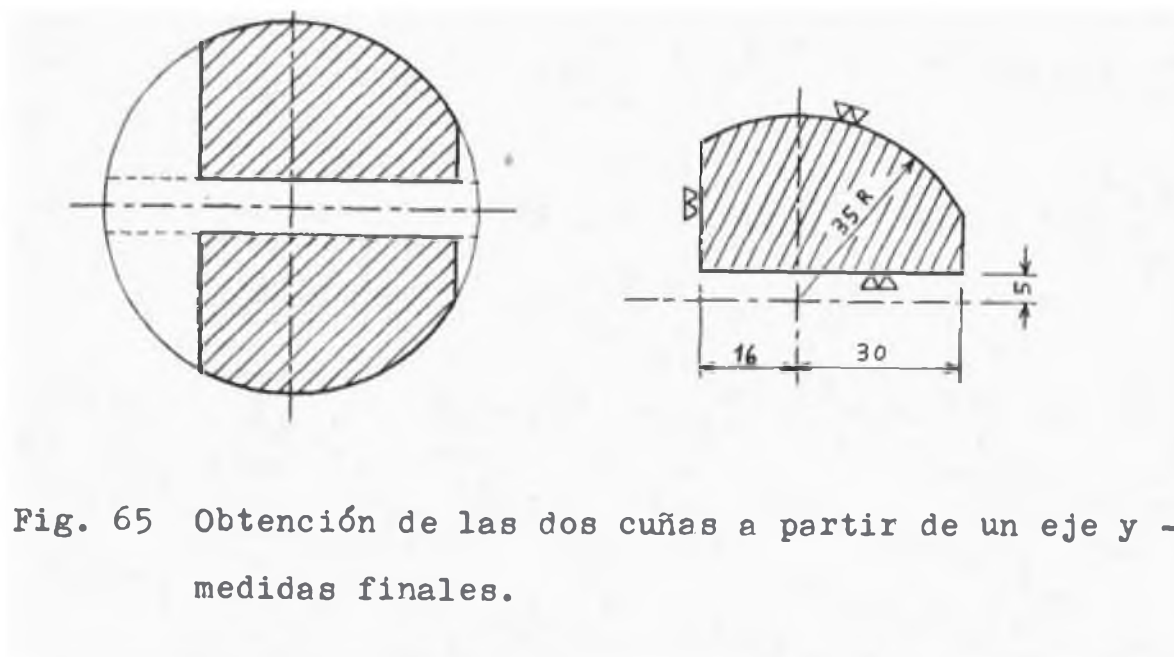


Fig. 65 Obtención de las dos cuñas a partir de un eje y - medidas finales.

El material del eje debe tener una resistencia de al menos $100 \text{ Kg} / \text{mm}^2$ ó una dureza de 28 HR_C para que pueda hacer frente a las tensiones de contacto de Hertz y pueda así durar. Serían adecuados por ejemplo los aceros bonificados BOEHLER VCN - 150 ó el ASSAB 705, equivalentes - al AISI 4340.

5.2.3.2 Base de fijación.

Este elemento sujeta a la cuña y a su vez se apoya en la parte frontal de la viga; los detalles del modo como se llevan a cabo estas fijaciones se aprecian en los planos respectivos.

Un asunto que tiene importancia en las bases de fijación es lo referente a la superficie acanalada, específicamente la forma, el paso y la profundidad de dichos canales.

En cuanto a la forma, la trapecial que se muestra

en la figura 64 es muy adecuada por las siguientes razones:

- Facilidad en su ejecución.
- Puede absorber cargas que tengan componentes laterales, lo cual es imprescindible para la rola.
- Facilita los cambios de posición de los dados, ya que el encaje base - viga no es ajustado, como sería el caso de dientes cuadrados.

Referente al paso que debe haber entre canal y canal, no conviene que sea muy corto, porque aparte de hacer más trabajosa la construcción del equipo, haría también -- más confuso su uso por la cantidad de líneas que habrían en los dos costados de la viga. Cuatro canales para cada lado, con 25 mm de paso entre ellos, es una buena solución.

La profundidad se evalúa por aplastamiento de los apoyos sobre la viga. Ambos, la viga y los apoyos, están diseñados de acero estructural PG-E 24 y para que los --- tres canales del apoyo resistan la carga lateral, que es - lo que tiende a destruirlos, bastaría con una profundidad de 1 mm. Pero en la práctica no pueden usarse canales -- tan poco profundos ya que habría peligro de que los apo-- yos zafen de ellos, debido por ejemplo a las deflexiones - de la viga y/o de los dados durante el trabajo; a fin de eliminar dicha posibilidad, arbitrariamente fijo en 3 mm - la altura de dichos canales. Ver figura 64.

5.3 Sistema hidráulico.

5.3.1 Introducción.

El diseño final de cualquier circuito está basado sobre el desempeño que desea obtener el proyectista. Un mismo desempeño en un circuito de prensa puede lograrse - por una diversidad de caminos y mediante la selección de un número de combinaciones de los componentes; se procura sin embargo mantener al circuito lo más sencillo posible y anticiparse a los probables problemas de funcionamiento según las necesidades del trabajo.

Son 4 las operaciones que van a ejecutarse por medio del equipo hidráulico:

1. Operación de prensado, utilizando la fuerza de los 3 pistones principales.
2. Presión de la plancha contra el rodillo para que pueda efectuarse el arrastre de la misma y su consiguiente alimentación a la rola. Aquí actúan 4 pistones -- auxiliares.
3. Giro del rodillo principal para alimentar la plancha. Aquí interviene un motor hidráulico.
4. Izaje del soporte superior del rodillo principal, esta operación la ejecuta un pistón auxiliar.

5.3.2 Sistema hidráulico básico.

En este punto vamos a considerar los elementos que intervienen para ejecutar las operaciones señaladas con - los números 1 y 4 de la lista dada en la introducción.

Un esquema de este circuito se muestra en la figura siguiente, número 66.

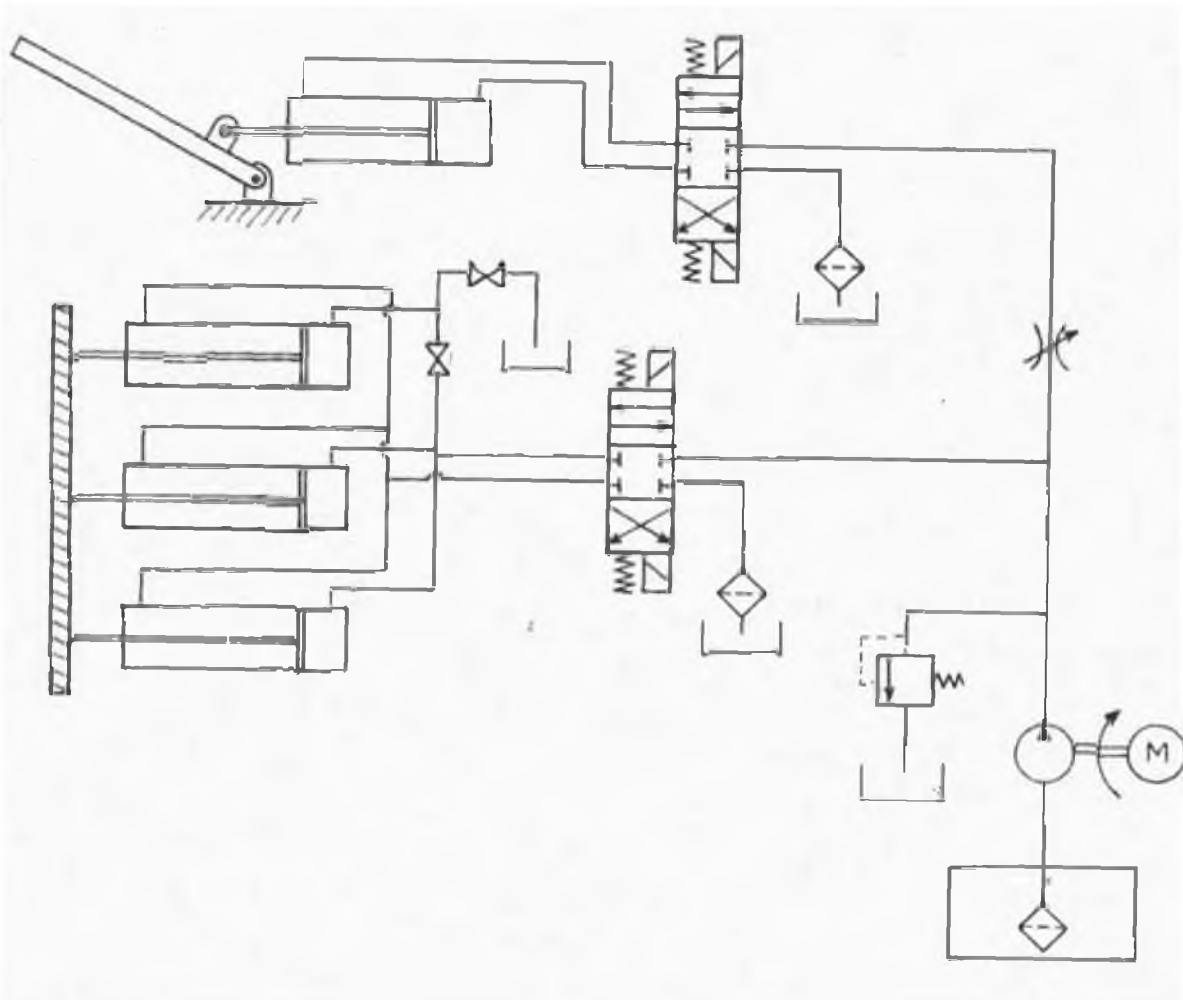


Fig. 66 Esquema parcial del sistema hidráulico; se completa con la figura 71.

Tenemos la necesidad de los siguientes elementos ;

- Bomba de desplazamiento positivo para alta presión.
- Colador de succión y filtro de retorno.
- Reservorio para almacenar el aceite hidráulico, y sus accesorios (indicador de nivel, filtro de aire, accesos, etc.).

- Motor eléctrico para accionar la bomba.
- Válvulas ; direccionales, limitadoras de presión, limitadora de caudal, de cierre tipo aguja y check.
- Cilindros hidráulicos.
- Tuberías, manguera para alta presión y accesorios.

5.3.2.1 La bomba hidráulica.

Este elemento es de la máxima importancia dentro del conjunto hidráulico. De ella se deben definir muchas características :

Régimen nominal de presión.- Aunque muchas bombas pueden soportar presiones dentro de un rango muy amplio,-- de 40 a 1,000 bar, los regímenes nominales para servicio continuo máximo se ubican preferentemente en el rango de 100 a 300 bar. (Ref.8).

Por ejemplo, para las bombas de engranajes o las de álabes (paletas) las presiones máximas suelen ser de 150 bar, llegando raramente a los 200 bar.

Las bombas de pistón en su mayor parte se diseñan para un régimen nominal máximo de 210 bar (\approx 3000 PSI) pero hay algunas de ellas que son adecuadas para servir continuamente a 350 bar.

Debido a que no sólo muchas bombas sino también la mayoría de los demás componentes se fabrican para el -- rango de presión de 210 bar es que adoptaremos este valor de presión para seleccionar los equipos, aunque la-

presión de trabajo será algo menor, limitándosele con una válvula de control de presión.

En consecuencia :

Rango nominal de presión : 210 bar (3000 PSI).

Presión de diseño y de trabajo : 196 bar (200 Kg / cm²).

- Tipo de bomba.- Para estas elevadas presiones las bombas centrífugas no son apropiadas; usualmente deben ser más bien de diseño de desplazamiento positivo y, según lo visto en los párrafos anteriores, la bomba a seleccionar debe ser del tipo de pistones.

Caudal.- Este parámetro es la segunda consideración más importante en la selección de una bomba, viene a ser algo así como su tamaño. Para el presente caso, el caudal más apropiado será el que más se aproxime al valor obtenido de la multiplicación del área total de los pistones por la velocidad de los mismos.

El área queda definida por la fuerza total dividida entre la presión de trabajo :

$$A = F / P \quad (5.20)$$

$$A = 72,000 \text{ Kg} / 200 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$A = 360.0 \text{ cm}^2$$

Esta área debe repartirse entre los tres pistones -

cilíndricos. El diámetro de los mismos deberá ser ;

$$d = \sqrt{\frac{A}{3} \times \frac{4}{\pi}} \quad (5.21)$$

$$d = 12.4 \text{ cm.}$$

Los cilindros hidráulicos y sus componentes se comercializan en tamaños estandarizados. El diámetro estándar más cercano es ;

$$\underline{d = 125 \text{ mm.}}$$

Por lo que respecta a la velocidad de los pistones, en el punto 4.4.2 se determinó que fuera de 15 á 20 mm/seg. Con ese dato, y considerando 3 pistones de diámetro 125 mm se tiene el siguiente rango para el caudal. ;

$$33.13 \leq Q \leq 44.2 \text{ Lit / min.}$$

Entre las bombas que se ofrecen en el mercado y que pueden satisfacer este requisito, al igual que el referido a la presión, se tienen ;

<u>MARCA</u>	<u>MODELO</u>	<u>TIPO</u>	<u>RPM</u>	<u>CAUDAL</u>
rexroth	A2F TN 23	Pistones axiales.	1800	38.5 L/min.
Vickers	PF B 10	Pistones en línea.	1800	37.0 L/min.

Económicamente son equivalentes ; pero para efectos del presente trabajo selecciono la primera por disponer de mayor información técnica de ella.

En consecuencia :

$$\underline{Q = 38.5 \text{ L / min.}}$$

- Eficiencia.- Si η_t es el rendimiento total de la bomba, el mismo será igual al producto de los rendimientos volumétrico, hidráulico y mecánico de la misma, tal como se anota en la ecuación (5.22) :

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (5.22)$$

La fábrica REXROTH indica que su modelo A2F TN 23 tiene para 1800 RPM y 196 bar de presión un rendimiento volumétrico de 98%, y que el producto de los rendimientos hidráulico y mecánico es de 94%. Aplicando la relación (5.22) se tiene :

$$\eta_t = 0.98 \times 0.94$$

$$\underline{\eta_t = 0.921}$$

- Potencia del motor eléctrico.- Para calcular este valor hacemos uso de la ecuación (5.23) :

$$P = \frac{Q \cdot \Delta P}{600 \cdot \eta_t} \quad (5.23)$$

donde :

Q , caudal transferido, L/ min.

ΔP , diferencia de presión, bar.

η_t , rendimiento total.

P , potencia del motor eléctrico, Kw.

reemplazando los valores ya fijados para los datos, se tendrá

$$P = \frac{38.5 \times 196}{600 \times 0.921}$$

$$P = 13.65 \quad \text{KW} = 18.3 \quad \text{HP}$$

el motor estándar que más se acerca a este valor es el de 18 HP.

Aún en caso de que la potencia requerida por la -- bomba superara ligeramente este valor por breves instantes, no será peligroso insistir con el motor de 18 HP porque, según normas de fabricación, a los motores eléctricos se les puede sobrecargar por breves lapsos de tiempo sin que se -- quemem sus devanados.

Potencia del motor eléctrico = 18 HP

- Fluido hidráulico.- La calidad de este elemento es vital para un sistema industrial hidráulico. Sirve como medio de transmisión de energía, como lubricante, sello y como medio de transferencia de calor. Para que pueda realizar todo ello debe poseer las siguientes propiedades :
- Resistencia al envejecimiento.
- Poder lubricante.
Alto índice de viscosidad, es decir, dicha propiedad debe variar poco con la temperatura.
- No debe producir espuma.

No debe atacar a las juntas o sellos ni a los mate riales de los que se fabrican los equipos.

- Cuando por los alrededores de la zona de trabajo - hay peligro d incendio, no debe ser inflamable.

Es muy raro que se presente la última situación, - por ello los aceites derivados del petróleo se han impues- to como el fluido hidráulico "stándart" utilizado en los - circuitos de potencia hidráulica.

Luego de encender una máquina hidráulica y trás ha ber alcanzado su régimen normal de producción, se tendrá - con que el fluido ha elevado su temperatura respecto a la ambiental hasta la llamada "Temperatura de servicio". Es deseable que a este nivel la viscosidad del fluido se ha-- lle dentro de un rango óptimo; por ejemplo, el fabricante REXROTH recomienda el siguiente rango, cuando se usan sus motores y bombas, para alcanzar buen rendimiento y larga du ración :

Viscosidad óptima en servicio : 16 - 36 mm² / S.

La tabla 9 nos muestra diversos aceites aceptados por REXROTH, cuando la "Temperatura de servicio" esté entre 45° C y 60° C. De los aceites americanos, son adecuados -- los que cumplen con las normas de viscosidad SAE 10W.

TABLA 9

Aceites hidráulicos que podrían usarse. (Ref. 20).

Marca	Tipo
Petroperú	Prensol
Castrol	Hyspin Aws 68
Esso	Nuto H 68
Mobil Oil	Mobil Dte 26
Shell	Tellus Oil 68
Texaco	Rando Hdc 68

5.3.2.2 Tuberías y mangueras.

En lo referente a estos elementos hay que definir tres características ; Material, diámetro y espesores.

- Material.- Suele usarse bastante el acero ASTM A 53⁰ B ó su equivalente DIN, con un esfuerzo a la rotura mínimo de 60,000 PSI (42.2 Kgf/mm²).

No se especifican tubos ni accesorios galvanizados porque el zinc suele reaccionar con algunos aditivos del aceite, tampoco es conveniente usar cobre, ya que las vibraciones del sistema lo endurecen y aparecen luego fisuras.

Diámetros y espesores.- Estas medidas dependen directamente del caudal que recorrerá el ramal y de la presión máxima del fluido.

Al calcular el espesor de las tuberías, las normas americanas exigen tomar como mínimo un factor de seguridad igual a 4 respecto a la rotura, cuando se trabaja con presiones superiores a 2500 PSI (Ref.10) ; por su parte los europeos consideran, para idénticas condiciones, un factor de seguridad mínimo de 3 (Ref.8). En ambos casos se supone que se usan conexiones soldadas.

En lo referente a la máxima velocidad promedio del fluido, se recomienda para las líneas de trabajo el valor de 5 m/s ; en tanto que para los lados de succión y retorno el máximo recomendado es 1.2 m/s. (Ref.10).

En la tabla 10 muestro la máxima presión de trabajo para tuberías de acero ASTM A 53 ⁰B con un esfuerzo a la rotura $S_u = 60,000$ PSI, factor de seguridad = 4, tratadas como ductos de pared gruesa, habiendo hecho uso de la fórmula (5.24) :

$$P = \frac{S_B (r_e^2 - r_i^2)}{(r_e^2 + r_i^2)} \quad (5.24)$$

Los caudales Q_1 y Q_2 de la tabla 10 son :

Q_1 , para una velocidad de 5 m/s.

Q_2 , para una velocidad de 1.2 m/s.

TABLA 10

Presión máxima de trabajo para tuberías de acero ASTM A 53
 ° B, Fac. Seg. = 4, con conexiones soldadas.

Capacidad de flujo de las mismas.

Diám. Nominal		Cédula	Pres.máx. (Kg/cm ²)	Q ₁ (L/min)	Q ₂ (L/min)
mm.	Pulg.				
10	3/8	40	321	36.8	8.8
		80	460	27.0	6.5
15	1/2	40	307	58.8	14.1
		80	428	45.5	10.9
20	3/4	40	251	103.0	24.7
		80	352	83.0	20.0
25	1	40	234	167.0	40.1
		80	324	139.0	33.4

- Mangueras y sus accesorios.- La selección del diámetro de la manguera se hace con ayuda del nomograma del apéndice, recomendado por la marca GATES y al que se ingresa con el dato del caudal.

La calidad de las mangueras y los accesorios para el lado de trabajo deberá satisfacer la especificación SAE 100 R2, es decir que las mangueras tendrán dos mallas trenzadas con alambre de acero de alta resistencia cubierta interior de jebe resistente a fluidos hidráulicos a base de petróleo, la cubierta exterior será de jebe neoprene. Para el sector de succión y las líneas de retorno se consideran las mangueras y accesorios especificados según SAE 100 R4.

Los accesorios serán los adecuados al nivel de presión. En el lado de alta se usarán los fabricados con acero forjado, aptos para resistir 3000 PSI; para el lado de baja presión considero accesorios estándares. El rosca do será del tipo NPTF: "Rosca para tubería standart americana de sellamiento seco".

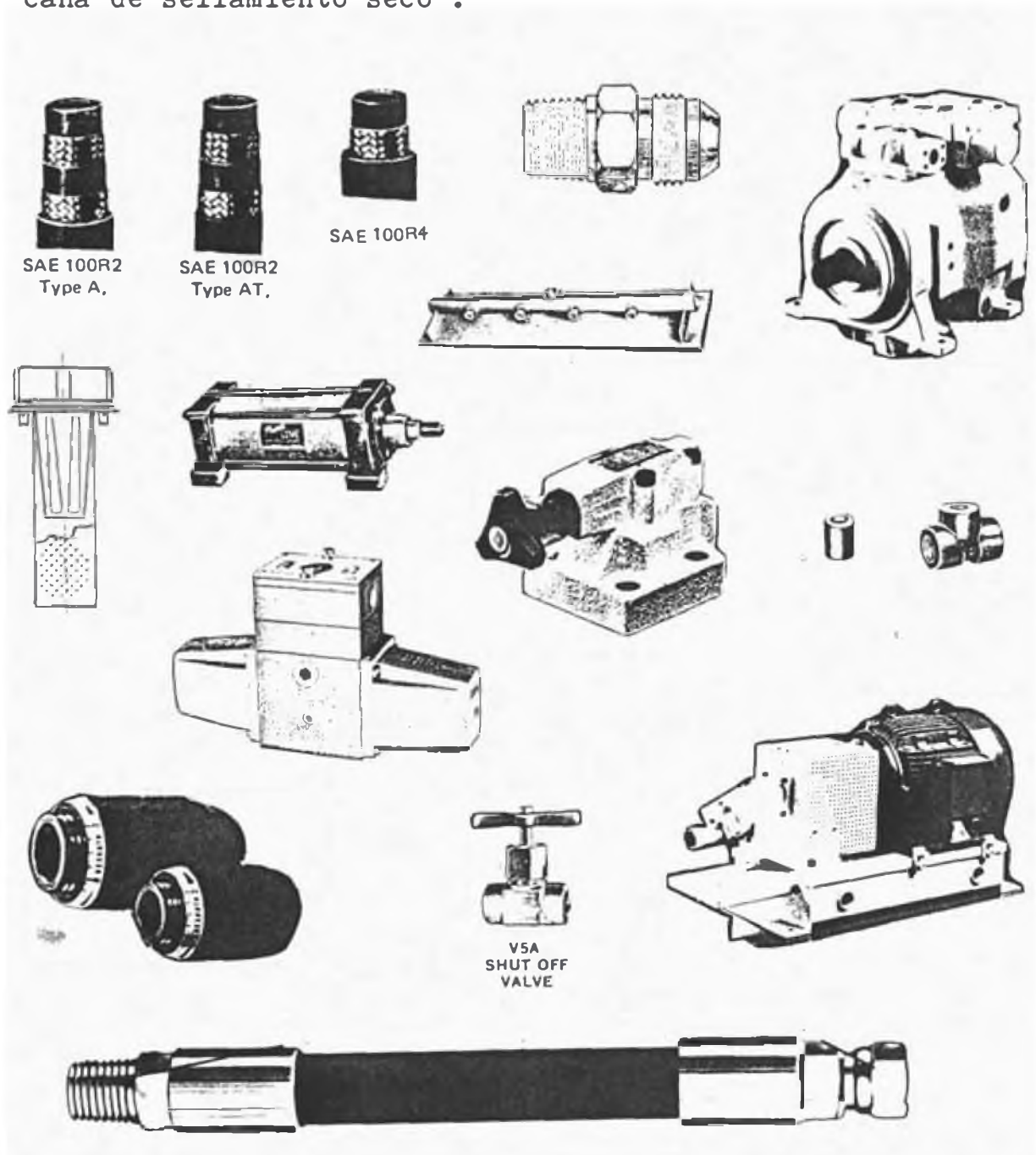


Fig. 67 Mangueras, accesorios y equipos hidráulicos.

5.3.2.3 Filtros

Son elementos cuya función principal es la retención, mediante un material poroso, de los contaminantes insolubles de un fluido.

Para una adecuada protección de los equipos hidráulicos he previsto la inclusión de 2 filtros. El primero será un colador de aspiración que irá colocado antes de la línea de succión y dentro del depósito, su rango de filtración será de 25 micrones (μm).

El otro filtro para el aceite estará en la línea de retorno y se ubica justo antes del depósito, su rango de filtración será de 10 μm .

Respecto al grado de filtraje, debo anotar que el fabricante REXROTH recomienda para el uso de sus bombas A2F un filtraje óptimo de 10 μm , pero también admite que pueden utilizarse filtrajes de hasta 40 μm , aunque esto acarreará un acortamiento de la vida útil de los equipos.

5.3.2.4 Reservorio.

Nombre que recibe el depósito de aceite, cumple varias funciones ; Almacena el fluido requerido por el sistema, permite, por su amplitud, que los contaminantes se sedimenten y que el aire se separe del fluido, además ayuda a que se disipe el calor generado en el sistema.

Se le construye de planchas de acero soldadas, con

soportes adecuados que lo separan del suelo. Todo el exterior lleva un acabado con una pintura de buena resistencia al fluido hidráulico.

El fondo es inclinado y en el hay un tapón de drenaje para poder vaciarlo completamente. Otros de sus accesorios son ; un nivel de vidrio para comprobar la cantidad de fluido con que se cuenta, un respiradero que consiste en un filtro de aire, placas deflectoras ubicadas en su zona central y que sirven para separar la línea de succión de la bomba, de la línea de retorno, con lo que se persigue que todo el fluido participe del trabajo. Se cuida también de que los extremos de las líneas de succión y de retorno permanezcan todo el tiempo debajo del nivel del fluido del depósito a fin de que no pueda el aire ingresar al circuito ni se diluya en el fluido. Tien también 1 depósito accesos laterales para la limpieza y los coples necesarios para las líneas de succión y retorno.

El tamaño del reservorio es importante, por la experiencia ya acumulada se utiliza la siguiente regla general (Ref.10).

$$\text{Tamaño del tanque (L)} = \frac{\text{Caudal de la bomba (L/min)}}{2 \leftrightarrow 3}$$

En el presente caso, dado que el caudal de la bomba es de 38.5 L/min, propongo un depósito de 80 litros de capacidad.

El motor eléctrico y la bomba se montarán sobre el depósito, para ello se usa una plancha gruesa.

5.3.2.5 Válvulas.

El circuito usa varios tipos de ellas, a saber ;

- Válvulas limitadoras de presión.- Son dos, una de ellas se ubica luego de la bomba, su misión es evitar que el nivel de presión en el sistema se eleve por encima del valor con que se seleccionan ó diseñan los equipos ya que ello podría causar deterioros ; es graduable y tal como ya quedó señalado antes, limitará la presión a un máximo de 196 bar.

La otra es de menor capacidad de flujo y limita la presión en un sector del circuito hidráulico, a sólo 20 bar.

- Válvulas direccionales.- Se encargan de dirigir el flujo hacia cada uno de los elementos actuadores del sistema, o sea a los pistones y el motor hidráulico. Se ha considerado el tipo comandado por solenoide porque es el más práctico pues permite, con la simple ayuda de algunos accesorios eléctricos, operar la rola incluso desde un panel móvil. Para la selección se tuvo cuidado de cumplir con los requerimientos de capacidad de flujo y presión máxima de trabajo, así como también escoger el tipo de corredera, número de vías y de posiciones apropiado a cada caso.

- Válvula de control de flujo.- Llamada también reguladora de caudal, limita la velocidad de acción de dos - actuadores ; el motor hidráulico y el cilindro de izaje.
- Se usan también dos válvulas de cierre tipo aguja y dos válvulas de retención (check).

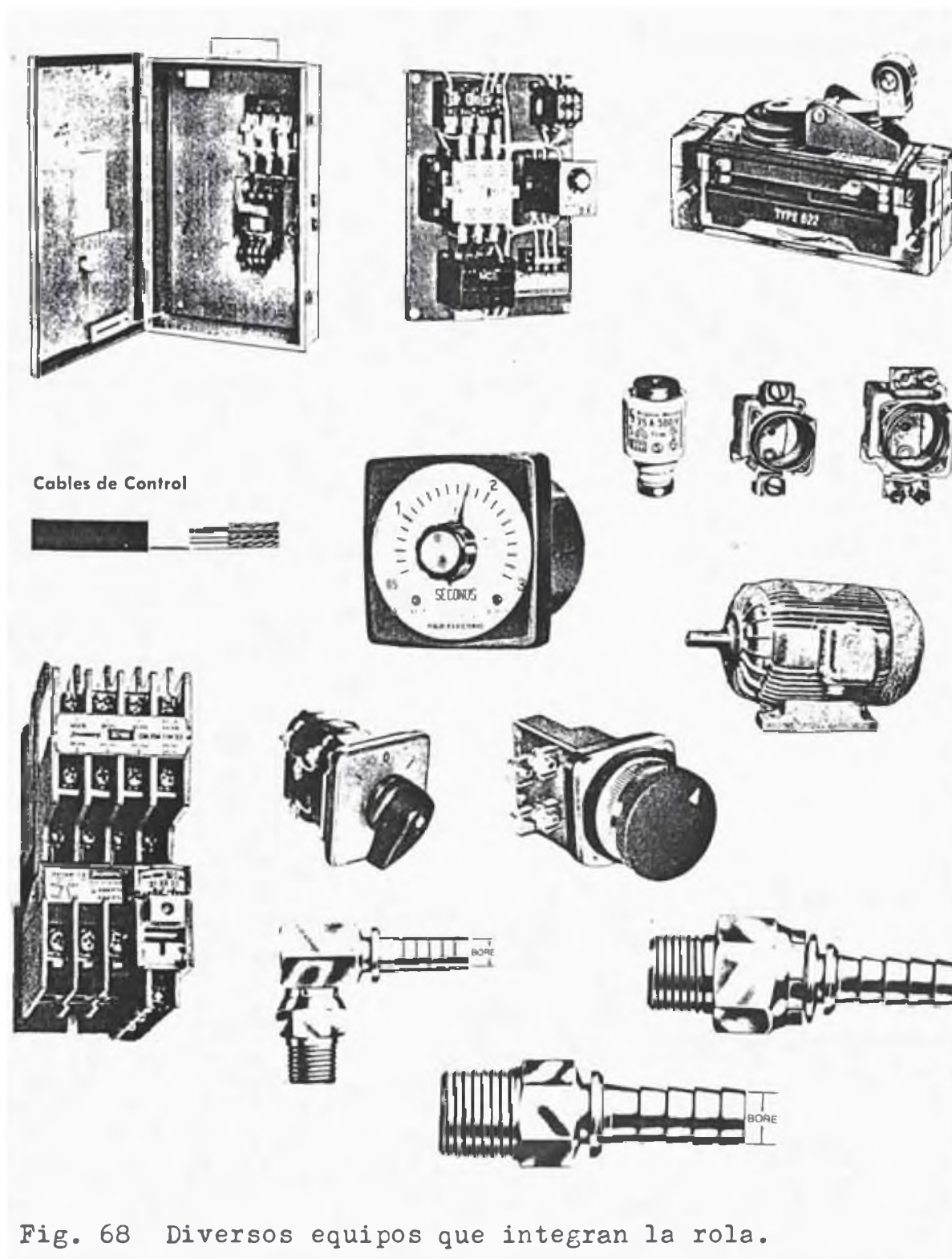


Fig. 68 Diversos equipos que integran la rola.

Se ha considerado el uso de válvula estranguladora - antirretorno tipo MK para montaje en línea, del tamaño adecuado.

5.3.2.6 Cilindros hidráulicos.

Son los elementos actuadores que transforman la energía hidráulica en mecánica lineal. Hago uso de un total de 8 de ellos.

Los 3 mayores suministrarán la fuerza principal-necesaria para el curvado de la plancha; otros 4, de una fuerza mucho menor, mantienen pegada a la plancha contra el rodillo principal, haciendo posible de ese modo la alimentación y un último cilindro, ubicado encima de la rola, sirve para izar la placa superior de sujeción del rodillo

Todos estos cilindros son de doble efecto y están diseñados para soportar la máxima presión de trabajo del sistema.

5.3.2.6.1 Cilindros hidráulicos principales.

La fuerza total de los 3 cilindros sobre la viga reciprocante es de 72,000 Kg, su diámetro nominal es de -- 125 mm y trabajarán a una presión de 200 Kg/cm².

Un esquema sobre la composición de los mismos se grafica en la figura 69 de la siguiente página.

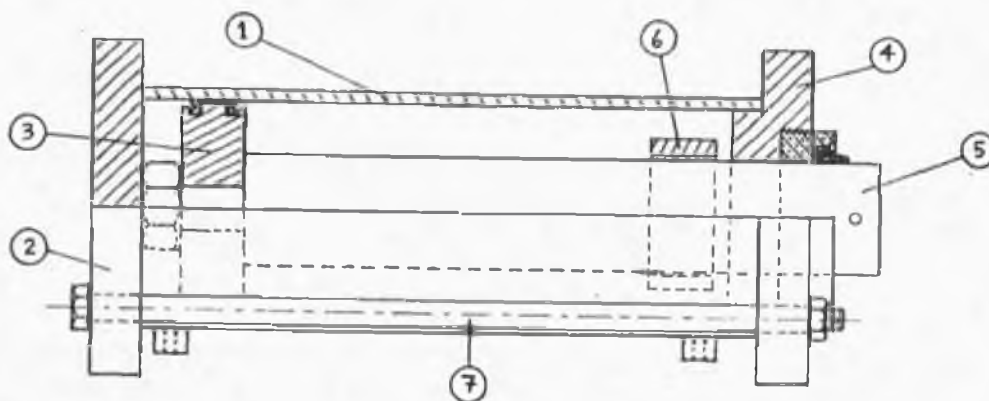


Fig. 69 Componentes del cilindro hidráulico.

El elemento 1 es un cilindro de "pared gruesa". Su espesor se calcula por resistencia a la presión, usando la fórmula (5.24) y considerando un factor de seguridad 3 respecto a la rotura, que es el mínimo recomendado en estos casos (Ref.8).

Para su confección se prevé el uso de barras perforadas de acero al carbono laminadas en caliente SANDVIK 4 LM (0.18% C), que garantizan una resistencia mínima a la rotura de 50 Kg/mm^2 . Aplicando la fórmula y el factor de seguridad mencionados arriba, se constata que el espesor mínimo requerido es de 8.5 mm; pero dado que el comercial más cercano es de 12.5 mm, se tiene que tomar :

$$\phi_i = 125 \text{ mm} , \phi_e = 150 \text{ mm}$$

El componente número 2 es una tapa y también a la vez brida de sujeción. Puede semejarse a una placa plana circular con una carga P uniformemente distribuida en toda su area y libremente apoyada en el borde; el esfuerzo máximo se presenta en el centro y vale (Ref.12).

$$\sigma_{\text{máx}} = 1.24 \frac{P \cdot r^2}{h^2} \quad (5.25)$$

donde :

σ_{max} , esfuerzo permisible ; 13 Kg/mm² (Ac.estruc)

P , carga distribuida ; 2 Kg/mm².

r , radio interno del tubo ; 62.5 mm.

h , espesor de la placa en mm.

Usando la fórmula y esos datos, hallamos que el espesor como mínimo debe ser de 27 mm. Entonces :

$$h = 32 \text{ mm, (1.1/4 pulg)}$$

El elemento número 3 es el pistón, se fabrica con plancha de acero estructural.

Este elemento debe tener una altura h_1 suficiente como para que pueda contener los canales que alojarán a los dos sellos hidráulicos tipo copa que debe tener el cilindro pues es de doble efecto. Para el diámetro de 125 mm le corresponden sellos de 10 mm de altura y, considerando márgenes y separación adecuados, deduzco que la altura total del pistón será ; $h_1 = 50 \text{ mm}$. Ver figura 70.

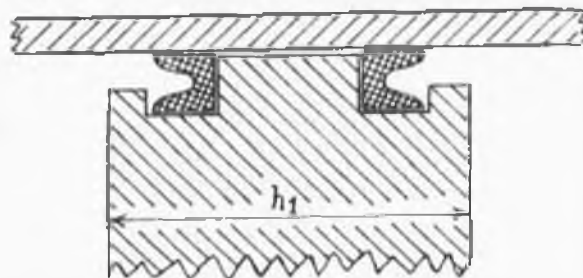


Fig. 70 Pistón y sellos tipo copa.

El componente 4 es la cabeza del pistón. En su parte central tiene 2 ranuras, una para alojar un sello tipo copa y en la otra se coloca una bocina de bronce; la bocina alojará a su vez a un sello limpia vástago. Toda la cabeza del pistón se fija al cilindro por medio de 4 pernos y su fabricación se hace por maquinado a partir de una plancha de 50 mm de espesor.

El vástago está signado con el número 5. El diámetro de este elemento es mucho mayor que el normalmente requerido para soportar los esfuerzos de compresión; esto se debe a que mientras mayor sea este diámetro, más alta será también la velocidad de retorno de los émbolos, aumentando así la productividad de la máquina. Considero ejes de acero SAE 1020 perfectamente rectificadas y cromadas, con un diámetro final de 80 mm.

El elemento 6 es un collarín. No es mas que un retazo de tubería, cuya finalidad es aumentar la resistencia del cilindro al pandeo lateral, ya que al no permitir el acercamiento total entre el émbolo y la cabeza del cilindro, hará que haya siempre un buen brazo de palanca que se oponga al pandeo, cuando este se presente.

Con el número 7 están identificados cuatro pernos, que son los que mantienen rígido al cilindro. Se trata de pernos con rosca métrica M 20 x 2 ISO clase 8.8, con suficiente capacidad para absorber las fuerzas provenientes desde el interior del cilindro.

Los sellos hidráulicos son de nitrilo y corresponden a la serie milimétrica del fabricante GACO, marca que tiene distribuidor local.

5.3.2.6.2 Cilindro auxiliar de izaje.

En la figura 66 puede verse, aparte de los 3 cilindros principales, otro ubicado en la parte superior. Este es un cilindro auxiliar y tiene por misión izar la plancha que sujeta al rodillo en su parte superior cuando se ha terminado de formar una virola completa y hay que extraer a esta de la máquina.

Pero cumple también con otra función importante: evitar que la tapa superior de sujeción se levante durante los prensados, debido a la conicidad que tiene el cojinete de dicha placa, hecho que se traduce en fuerzas verticales actuantes sobre ella.

El caudal que accione a este cilindro debe ser reducido para que el izaje no se efectúe de una manera brusca; si esta operación ha de durar 3 segundos, el flujo debe reducirse a 8 L/min aproximadamente. Detalles de su construcción se ven en el plano correspondiente.

5.4 Sistema de alimentación de planchas.

5.4.1 Introducción

Luego de que la viga reciprocante retrocede, tras haber efectuado su trabajo de doblado, actúa un motor hidráulico ubicado en un pequeño foso, debajo del rodillo --

principal, haciendo girar a éste un ángulo cuyo valor depende del tiempo que dicho motor actúa, ya que su velocidad angular es constante.

El tiempo de acción del motor puede variarse directamente en el panel de control ajustando un relé temporizador

La figura 71 nos presenta los equipos hidráulicos que conforman el sistema de alimentación de planchas y que, adicionados a los de la figura 66, completan el total del sistema hidráulico de la rola.

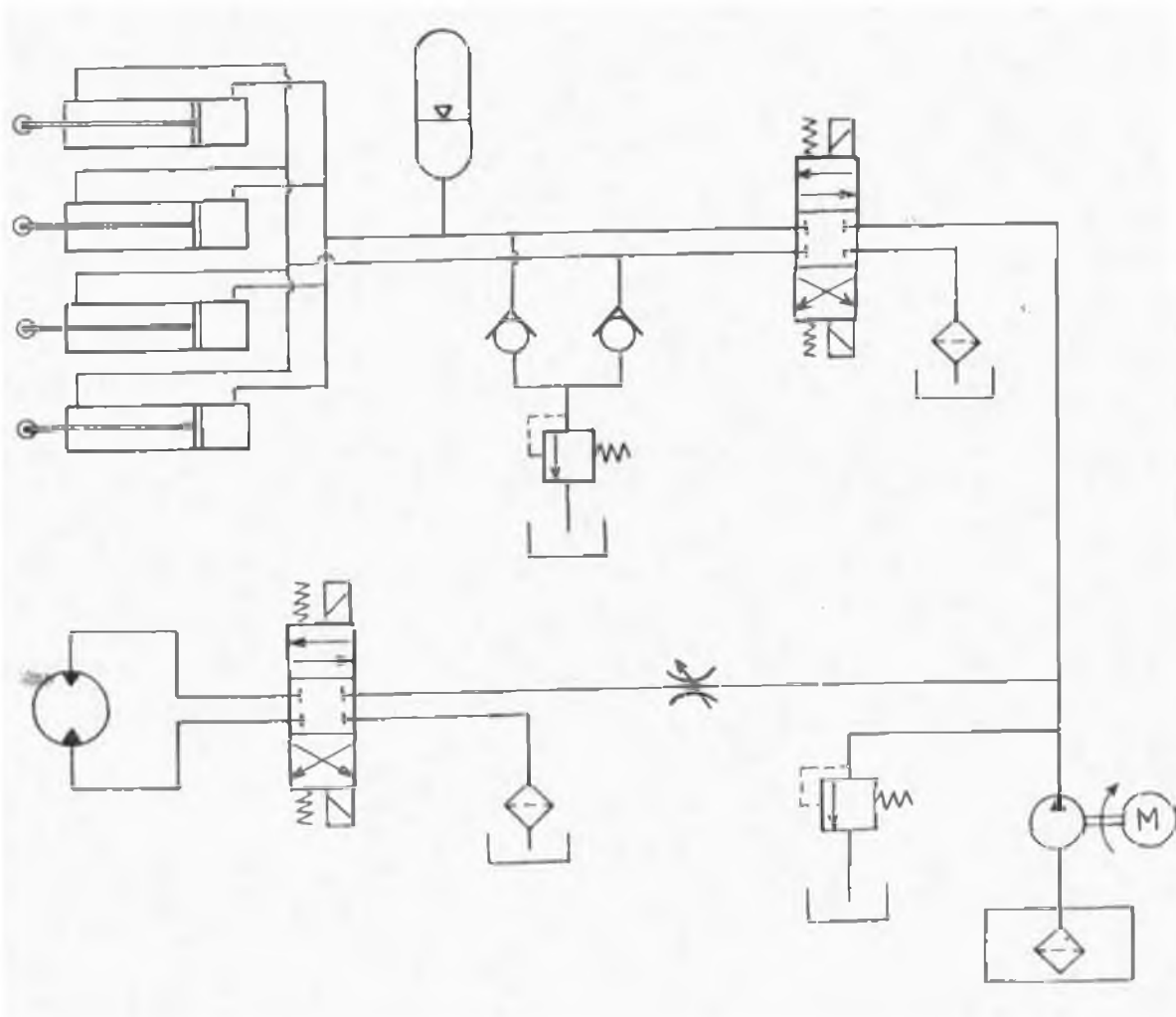


Fig. 71 Sistema de alimentación de planchas.

5.4.2 Cilindros auxiliares de alimentación.

La finalidad de estos elementos es mantener presionada a la plancha contra el rodillo, a fin de que cuando gire el, arrastre también a la plancha, aprovechando la fuerza de fricción. La figura 45 muestra claramente la forma en que actúan ellos, (ahí se les llama " rodillos auxiliares ").

Siendo P la fuerza necesaria para arrastrar a la plancha, f el factor de fricción rodillo- plancha y F_t la fuerza total que deben ejercer los pistones auxiliares, -- deberá cumplirse :

$$F_t \cdot f \geq P \quad (5.26)$$

según lo hallado en el punto 4.6.2, la fuerza P no será mayor que : $1816 \text{ Kg} \times 0.2 = 363 \text{ Kg}$; además, el coeficiente f debe valer 0.3 porque tanto el rodillo como la plancha son de acero. Reemplazando estos valores en (5.26), se tiene :

$$F_t \times 0.3 \geq 363$$

$$F_t \geq 1210 \text{ Kg.}$$

A fin de que el contacto plancha - rodillo sea eficáz, he dividido esta fuerza total entre 4 pistones estratégicamente ubicados a lo largo del rodillo, correspondiéndole dar a cada uno una fuerza F equivalente a :

$$F = F_t / 4 = 303 \text{ Kg.}$$

Utilizando cilindros de 50 mm \varnothing_1 a la presión de 20 Kg/cm², se obtendrá de cada uno de ellos una fuerza de 393 Kg, superior en 90 Kg a la mínima requerida.

$$\underline{F = 393 \text{ Kg.}}$$

Detalles de estos cilindros se ven en el plano correspondiente.

5.4.3 Acumulador hidráulico.

La misión de este aditamento es almacenar la presión hidráulica, constituyéndose esta en energía potencial. Es necesaria la presencia de este elemento en el ramal del circuito que alimenta a los rodillos auxiliares, para garantizar que estos estarán siempre ejerciendo presión contra la plancha, mientras no se ordene su retroceso desde el panel; sino hubiera este acumulador, las pequeñas fugas que ocurrieran por la válvula direccional ó por los sellos de los cilindros, les haría perder fuerza a estos, con lo que la alimentación de la plancha podría no ser uniforme.

El acumulador considerado es bastante pequeño, es del tipo " cargado a resorte " y su diseño es muy similar al de un cilindro hidráulico. Ver plano respectivo.

5.4.4 Motor hidráulico.

En el punto 4.6.3 habíamos concluido en que el rodillo principal tenía que girar a 3.5 RPM, debiéndose invertir para ello hasta 0.461 Kw de potencia. Esto signific

ca que el torque a aplicarle debe ser :

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{0.461 \times 60 \times 1000}{3.5 \times 2 \times \pi}$$

$$T = 1260 \text{ N} - \text{m}$$

Como la velocidad de rotación es bastante baja, no podemos pretender usar un motor hidráulico común ya -- que ello nos conduciría a tener que recurrir a uno de gran cilindrada y, además, a una reducción grande de la velocidad de rotación, resultándonos un conjunto costoso.

La compañía REXROTH, al igual que otros fabricantes, tiene dentro de sus productos una línea de MOTORES LENTOS de pistones axiales, los que se caracterizan por su funcionamiento uniforme, constante, lento y silencioso. -- además, su sentido de giro puede invertirse con solo invertir las conexiones de alimentación y de descarga del fluido. Esta es la serie de motores MCS 5.

Estos motores garantizan una marcha con uniformidad, cuando su velocidad es al menos de 5 a 7 RPM (dependiendo del caso concreto). Para conseguir esa característica, hagamos trabajar a nuestro motor a 8 RPM; entonces, - el torque que suministre a esa velocidad deberá ser al menos de :

$$T = 1260 \text{ N} - \text{m} \times 3.5 \text{ RPM} / 8 \text{ RPM}$$

$$T = 551 \text{ N} - \text{m}$$

El motor más pequeño de la serie, el de $400 \text{ cm}^3/\text{rev}$, cumple con ese requisito ya que puede proporcionar un torque de aprox. $950 \text{ N} \cdot \text{m}$ para las condiciones previstas. Ver tabla 11.

TABLA 11

Motor lento de pistones axiales REXROTH

Magnitudes de potencia

MCS 5 / 400 ($382 \text{ cm}^3/\text{r}$)

Presión en bar			Revoluciones n en r.p.m.				
			0	10	20	50	100
50	M_{ab}	en Nm	185	215	240	260	260
	Q	en L/min	0,5	3,9	7,8	19,3	38,6
	Q_L	en L/min	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
100	M_{ab}	en Nm	400	470	515	560	560
	Q	en L/min	1,1	4,2	7,9	19,5	38,8
	Q_L	en L/min	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5
150	M_{ab}	en Nm	645	720	785	850	870
	Q	en L/min	2,8	4,7	8,5	19,8	39,1
	Q_L	en L/min	1,5	1,2	1,0	1,0	1,0
200	M_{ab}	en Nm	890	970	1060	1140	1140
	Q	en L/min	4,8	8,0	11,6	22,3	41,3
	Q_L	en L/min	2,5	2,4	2,4	2,2	2,2
250	M_{ab}	en Nm	1090	1260	1315	1425	1440
	Q	en L/min	8,0	8,0	11,6	22,3	41,3
	Q_L	en L/min	5,0	4,0	4,0	3,5	3,5

De acuerdo a esa tabla, para obtener 8 RPM, con un fluido alimentado a 196 bar - que es nuestro caso- debemos hacer pasar por el motor hidráulico 7.5 L/min de dicho fluido; esto implica que habrá que recurrir a una válvula reductora de flujo, ya que el caudal de la bomba es 38.5 L/min .

En la figura 72 se aprecian las dimensiones y cotas del motor seleccionado.

- 1 Conexión A (1" BSP):
Conexión de presión con eje que gira a la derecha, conexión de retorno con eje que gira a la izquierda
- 2 Conexión B (1" BSP):
Conexión de presión con eje que gira a la izquierda, conexión de retorno con eje que gira a la derecha
- 3 Chaveta
- 4 2º Extremo de eje cilíndrico
- 5 Sobre demanda conexión de brida SAE
- 6 1.º Extremo de eje cilíndrico
- 7 Conexión de aceite de fugas

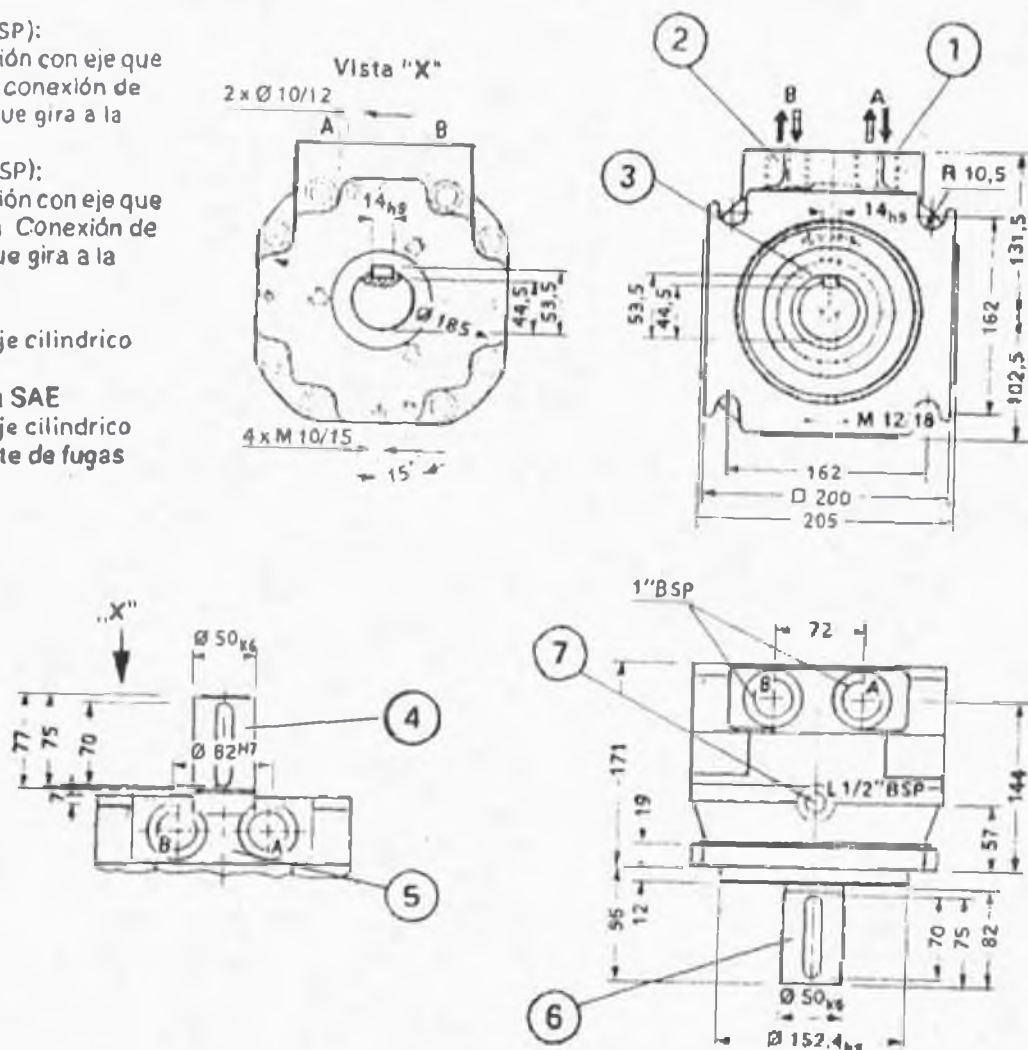


Fig. 72 Cotas del motor hidráulico (mm).

5.4.5 Transmisión de potencia motor - rodillo.

Dado que es deseable que el rodillo tenga un giro uniforme, se debe seleccionar un sistema de transmisión -- que no presente deslizamientos. Dos son las alternativas; engranajes o sino cadena de rodillos con su piñón y cata--
lina.

El sistema que se use va a estar por debajo del nivel del piso, dentro de un foso; interesa entonces que ocupe el menor espacio posible, y esta consideración es la que me hace seleccionar un sistema conformado por dos engranajes

5.4.5.1 Cálculo de los engranajes.

Por ser los más económicos y ser bajas las velocidades, es que considero engranajes cilíndricos de dientes rectos; efectúo los cálculos de acuerdo a los procedimientos de la AGMA, considerando la resistencia de los dientes y luego la fatiga superficial; hago uso de las tablas y --gráficos de la Ref.17.

Los datos de entrada son ;

- Potencia a transmitir ; $0.46 \text{ Kw} = 0.62 \text{ HP}$.
- Accionamiento ; motor hidráulico.
- Carga con choques moderados (deslizamiento de patines - sobre piso de concreto).
- Velocidades de rotación ; motor a 8 RPM, rodillo a 3.5 RPM.
- Generación de los dientes ; tallados y acabados con fresa madre, con un ángulo de presión de 20° .
- Relación de transmisión ; $m_g = 8/3.5 = 2.286$.
- Vida estimada ; 2×10^5 ciclos.
- Montaje cuidadoso.
- Confiabilidad del 99%.

Una buena solución es :

Número de dientes, $Z_p = 25$, $Z_g = 57$.

Módulo = 5, paso diametral = 5.08.

Diámetros de paso ; $D_p = 125 \text{ mm}$, $D_g = 285 \text{ mm}$.

Distancia entre centros ; $C = 205 \text{ mm}$.

Ancho de los dientes ; $F = 54 \text{ mm}$.

Dureza de los dientes ; piñón = 265 BHN, engranaje=

225 BHN.

Esfuerzo permisible de contacto $S_{ac} = 72 \text{ Kg/mm}^2$.

Al evaluar la capacidad de transmisión de esta pareja, siguiendo las pautas dadas en la referencia 17, se halla que - por fatiga superficial - su capacidad es de -- 0.63 CV.

Por desgaste, $P = 0.63 \text{ CV} = 0.464 \text{ Kw}$, OK !

Por resistencia de los dientes, las capacidades de transmisión son :

$P = 1.22 \text{ CV} = 0.898 \text{ Kw}$, OK !

$P = 1.21 \text{ CV} = 0.891 \text{ Kw}$, OK !

El piñón es macizo; mientras que el engranaje tiene cubo, cuyas dimensiones se han ajustado al ojo, procurando conseguir la rigidez necesaria.

Los materiales a utilizar para la fabricación son ejes de acero ; AISI 1060 para el engranaje (ejem.: Boehler HH o ASSAB 760) y AISI 4140 para el piñón (Boehler VCL 140). Para las dos piezas hay que efectuar un templeado, porque, las durezas con que se suministran estos materiales, para los diámetros solicitados, son inferiores a los valores asumidos en el diseño.

5.5 Control de carrera de la viga.

En el acápite 4.5, y más concretamente en las figuras 43 y 44, se aprecian claramente los extremos entre los

que podrá trabajar la viga reciprocante.

El extremo final de la carrera queda determinado por el diámetro de rolado que se quiere alcanzar; mientras que el punto inicial se fijará teniendo en cuenta solamente el dejar suficiente luz entre los dados y el rodillo de modo que sea fácil introducir la plancha plana que se quiere curvar. Hay que anotar que no conviene que este punto, donde se inicia la carrera de trabajo, esté muy alejado del rodillo, porque ello aumentaría la duración de los ciclos de trabajo bajando a su vez la productividad de la rola.

El mando alternativo de los cilindros de doble efecto se hará con el auxilio de captadores de información de posición ajustable, siguiendo el principio ilustrado en la figura 73.

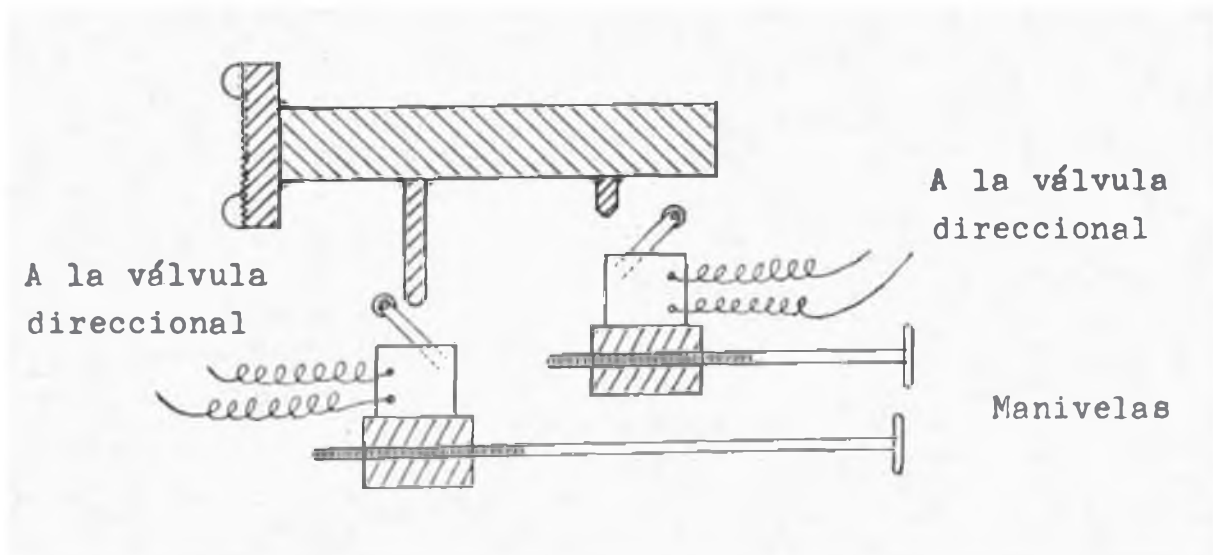


Fig. 73 Controles de la carrera de la viga reciprocante.

Recurro al uso de dos Micro Switchs, conocidos --

también como interruptores de límite; la posición de estos elementos respecto de la viga será posible ajustarla mediante dos manivelas.

Los interruptores de límite presentan características bastante favorables y que nos resultan convenientes: Precisión en su cierre ó apertura, construcción robusta y gran duración. Lo último se debe a que las solicitaciones a que se les somete son fundamentalmente de carácter eléctrico y los materiales con los que se fabrican sus contactos son los más adecuados (ejem : plata) ; esto les permite ejecutar varios millones de maniobras.

La figura 74 nos muestra los segmentos en los que pueden ubicarse los puntos inicial y final de la carrera de la viga. Las distancias se indican en mm.

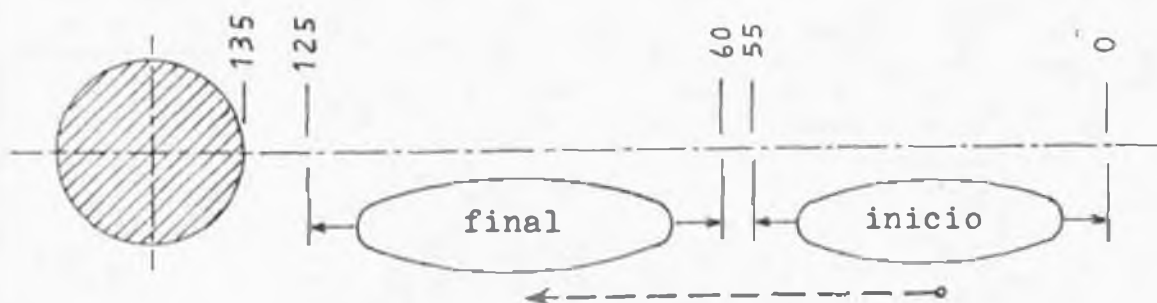


Fig. 74 Rangos de los posibles puntos inicial y final de la carrera de la viga.

Estos rangos se han escogido de modo de asegurarnos que la rola podrá efectuar todos los trabajos que desde el principio se habían previsto.

Vale la pena aclarar que el trabajo de los inte-

ruptores de límite es abrir el circuito eléctrico del solenoide de la válvula direccional, obligando a esta a cortar el paso del fluido hacia los cilindros.

5.6 Tableros de control - Equipo eléctrico.

La energía que va a impulsar a los equipos de la rola es la energía eléctrica. Además, he encargado a un conjunto de equipos eléctricos la coordinación de las diversas operaciones que ejecuta la máquina. Ver figura 75.

5.6.1 Panel de control

Casi todas las operaciones se controlarán desde un panel móvil por medio de un conmutador, botoneras y un relé temporizador ajustable. Estos elementos energizan o senergizan las bobinas de los contactores, los que a su vez controlan a los solenoides de las válvulas direccionales.

Conviene que el panel de control sea móvil. Esto permitirá ejercer un manejo más preciso de la rola, además se aprecia mejor el trabajo que se obtiene.

Su construcción se hará con perfiles angulares y plancha de fierro LAF de 1.5 mm de espesor, cumpliéndose así con los estándares de la NEMA; tendrá una protección adecuada de pintura interior y exterior; limpieza mediante chorro de arena, base anticorrosiva y acabado esmalte gris en ejecución normal.

La tapa superior es rebatible con el fin de poder montar y conectar con facilidad los equipos. Sus dimensiones son adecuadas como para que pueda recibir a todos estos aparatos de maniobra, el grado de protección corresponde a la clase NEMA 2 "Caja en plancha de fierro pintado a prueba de goteo, para montaje al interior".

5.6.2 Tablero estacionario.

Este elemento es también metálico aunque es de tipo mural, tendrá acceso frontal mediante puerta, protección de la clase NEMA 2 a prueba de goteo.

Tiene la forma de una caja, con dos placas en su parte posterior. Una de ellas, la interior, sostiene a los equipos que contiene este tablero ; fusibles, arrancador, contactores, relés térmicos y temporizados. Se une al panel móvil por medio de un cable de control.

5.6.3 Equipo eléctrico.

Todos los elementos se seleccionan para trabajar con un suministro trifásico a 220 V. y 60 Hz. La lista de los mismos es :

- Conductor No. 4 AWG, aislamiento THW (alimentación).
- 3 metros de ducto metálico flexible con recubrimiento plástico, 1½" de diámetro, con conectores.
- 1 interruptor tripolar, manual para 60 Amp.
- 3 bases portafusibles DZ-63 Amp, con cartucho fusible de 63 Amp.
- 1 base DZ-25 Amp, con cartucho fusible 10 Amp.

- 1 sistema de arranque electromagnético estrella triángulo (Δ - Δ), tamaño NEMA 2, con relé térmico de 23-32 Amp y temporizador : 0-15 Seg.
1 motor trifásico NV-160-M4, 18 HP, 220/440 V, 60 Hz, - 1800 RPM.
- 1 portalámpara serie H, con lámpara de señalización color rojo.
- 3 pulsadores simples de marcha, color verde.
- 3 pulsadores simples de paro, color rojo.
- 1 pulsador doble de conexión, color verde.
- 4 pulsadores dobles de desconexión - conexión, 2 de color amarillo y 2 de color negro.
- 1 conmutador unipolar de 3 posiciones (2+0), 10 Amp.
3 contactores tamaño NEMA 00 (9 Amp), bobina 220 V ;
1 con cuatro contactos, 2 NA, 2 NC.
2 con cinco contactos, 2 NA, 3 NC.
- 1 relé temporizador (0.5 seg), bobina de 220 V, 60 Hz, - con un contacto NA.
- 1 temporizador (20 seg), bobina de 220 V, 60 Hz, con un contacto NA.
- 1 temporizador ajustable (0.5 - 3 seg), bobina de 220 V, 60 Hz, con dos contactos ; 1 NA, y 1 NC.
2 finales de carrera con pulsador de roldana ;
1 con dos contactos ; 1 NA, 1 NC.
1 con tres contactos ; 2 NA, 1 NC.
- 5 metros de cable de control con 19 conductores No. 16 - AWG, 600 Voltios, aislamiento de PVC.
- 25 m. de conductor simple No.16 AWG, aislamiento TW.

Nota : Un sistema de arranque electromagnético estrella-triángulo (Δ - Δ) , tamaño NEMA 2, está constituido por :

- Contactor principal, 45 Amp.
- Contactor triángulo, 45 Amp.
- Contactor estrella, 45 Amp.
- Relé bimetálico, 23 - 32 Amp.
- Temporizador, 0 - 15 seg.

Cabe anotar que el relé bimetálico se debe ajustar al 58% del valor nominal de corriente del motor, es decir a ; $0.58 \times 48 = 28$ Amp. La forma como se conectan los -- componentes del arrancador se puede ver en el apéndice II.

6.0

ELEMENTOS ESTRUCTURALES - EQUIPOS AUXILIARES

6.1 Bastidor.

Constituye la parte estructural de la máquina, se confeccionará de acero, con sus uniones precomprimidas para que presente buena resistencia a los esfuerzos y a la fatiga.

Las columnas principales están constituidas por canales estándar americanos y las tapas superior é inferior son dos planchas gruesas, de un espesor suficiente como para que puedan alojar a los cojinetes que sujetarán los extremos del rodillo principal. Ver figura 76 en la página siguiente.

En esa figura se distinguen los siguientes componentes :

- Las columnas principales, signadas con el N° 1, son dos canales y su función es soportar la carga principal que proviene de la acción de los tres cilindros hidráulicos.

- Las planchas superior é inferior, señaladas con el N° 2, unen a las columnas principales con el rodillo y con las columnas secundarias ; alojan también a los cojinetes.

- Las columnas secundarias, N° 3, elementos que ayudan a hacer rí gido al conjunto, soportan moderadas cargas de compr sión y por ello su peralte es mucho menor que el de las p p les.

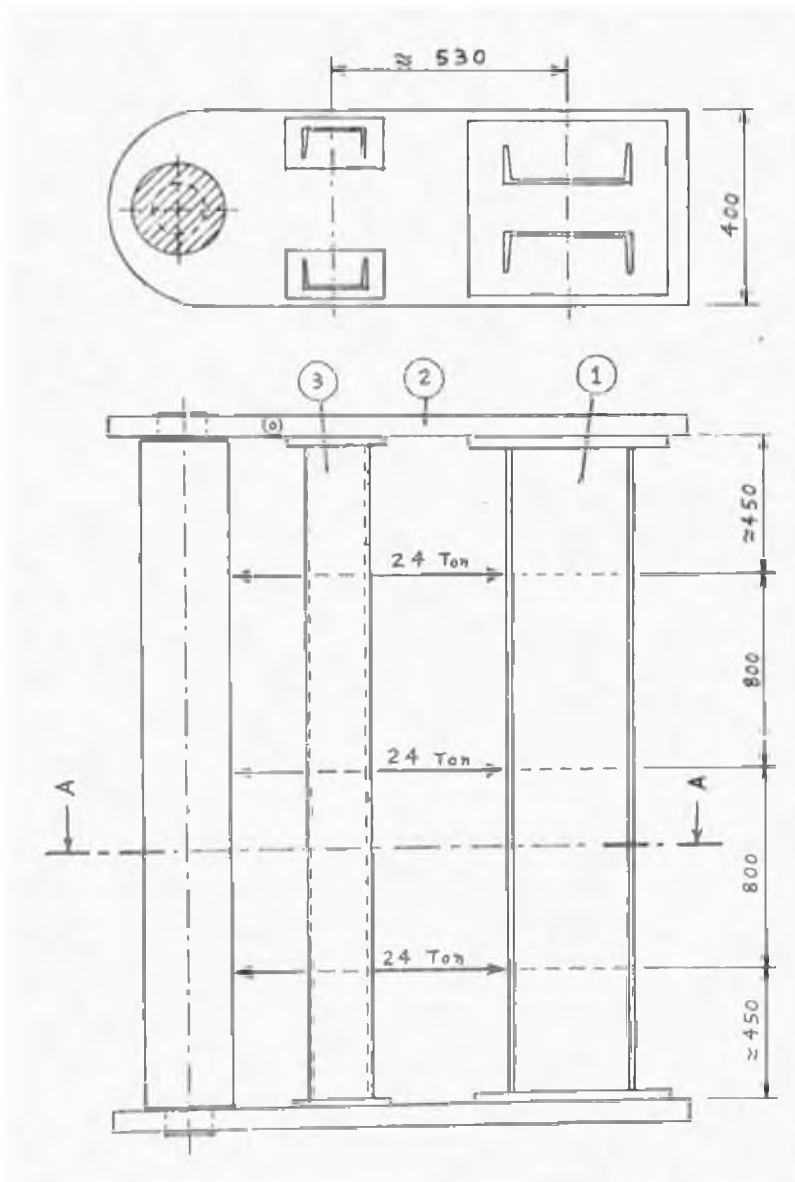


Fig. 76 Composición del bastidor, dimensiones principales y cargas actuantes.

Para dimensionar los elementos, asemejo el bastidor a un pórtico que tiene dos extremos articulados (que vendrían a ser las uniones de las planchas con los extre--

mos de las columnas secundarias), según la figura 77.

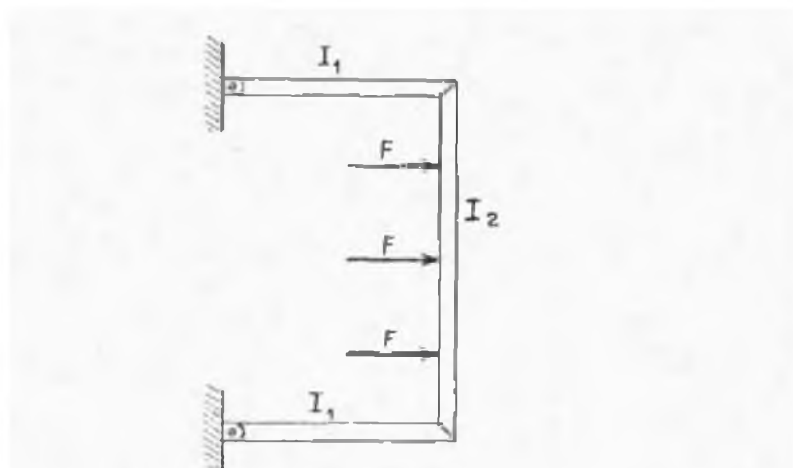


Fig. 77 El bastidor semeándose a un pórtico.

6.1.1 Dimensionamiento del bastidor.

Las cargas actuantes son de igual módulo y dan origen al diagrama de momentos de la figura 78.

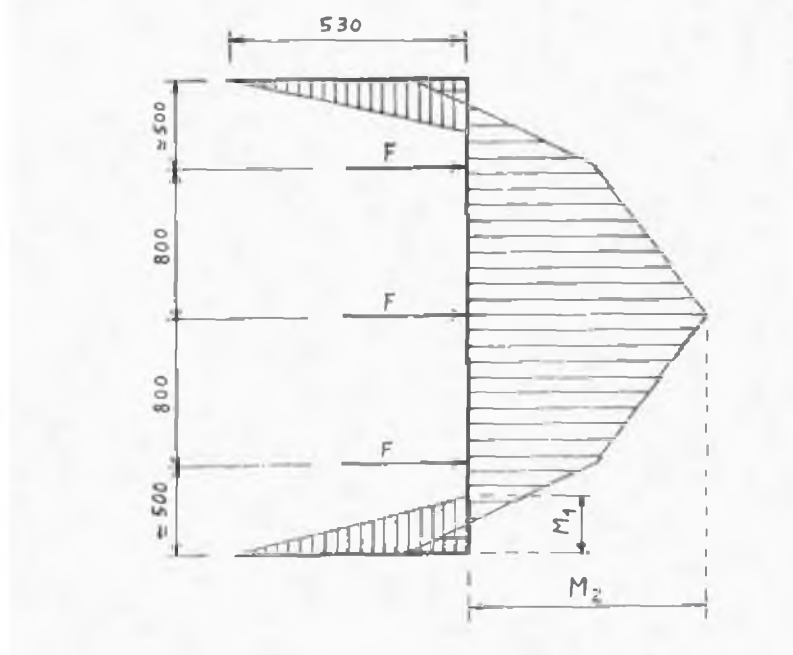


Fig. 78 Fuerzas y momentos actuantes sobre los elementos del bastidor.

Haciendo uso de la Ref.7, Pág. 319, y considerando la superposición de los efectos de c/u de las 3 cargas,

se determinan los máximos momentos flectores actuantes sobre cada uno de los 3 componentes. Se tiene :

$$\begin{aligned} M_1 &= 52,480 / N \quad (\text{Kg} - \text{m}) \\ M_2 &= 27,600 - M_1 \quad (\text{Kg} - \text{m}) \end{aligned} \quad (6.1)$$

donde se deben aplicar los siguientes coeficientes :

$$N = 2 K + 3$$

$$K = \frac{h}{L} \cdot \frac{I_2}{I_1} = \frac{530}{2600} \cdot \frac{I_2}{I_1} = 0.204 \times \frac{I_2}{I_1} \quad (6.2)$$

Como ya se indicó antes, las columnas se constituirán por canales estandarizados de acero ASTM A 36 y las planchas serán de un acero de igual calidad ó superior al SIDER FG- E24. En ambos casos la resistencia a la fluencia debe ser de al menos 24 Kg/mm².

El manual de la AISC, (Ref.18), recomienda para diseñar los elementos estructurales que trabajan como vigas un esfuerzo permisible (S_g) igual a 0.66 S_y , pero ello vale para soportar sólo cargas estáticas. En nuestro caso las cargas son cíclicas y aunque la frecuencia será relativamente baja (≈ 8 golpes/min) seguirá tomando en cuenta el esfuerzo usado al diseñar la viga reciprocante ;


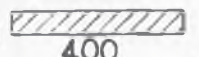
$$S_g = 0.29 S_u = 11.9 \text{ Kg/mm}^2 \quad (5.13) \text{ Rep.}$$

que es sólo un 75% de lo admitido por la A.I.S.C. (15.8 - Kg/mm²).

Considerando las dimensiones anotadas en la figura 76 y las relaciones (6.1) y (6.2), busqué pórticos que satisfagan la condición (5.13). Entre otras más probé las alternativas de la tabla 12 haciendo uso del programa P₇ del anexo.

TABLA 12

Cálculo del bastidor de la rola. (*)

② COLUMNS	① PLANCHAS	
	R 38  400 $I_1 = 1.83 \times 10^{-6}$ $W_1 = 9.63 \times 10^{-5}$	R 50  400 $I_1 = 4.17 \times 10^{-6}$ $W_1 = 1.67 \times 10^{-4}$
2 [15" x 50 $I_2 = 3.36 \times 10^{-4}$ $W_2 = 1.76 \times 10^{-3}$	$M_1 = 674$ $M_2 = 26,926$ $\sigma_1 = 7.00$ $\sigma_2 = 15.30$	$M_1 = 1,464$ $M_2 = 26,136$ $\sigma_1 = 8.77$ $\sigma_2 = 14.85$
2 [15" x 50 2 16 16 x 75 $I_2 = 4.20 \times 10^{-4}$ $W_2 = 2.28 \times 10^{-3}$	$M_1 = 543$ $M_2 = 27056$ $\sigma_1 = 5.64$ $\sigma_2 = 11.87$	$M_1 = 1191$ $M_2 = 26409$ $\sigma_1 = 7.13$ $\sigma_2 = 11.58$

Las unidades son ; σ en Kg/mm^2 , M en $\text{Kg} - \text{m}$, I en m^4 ,
 en m^3 .

En lo que respecta a las placas superior e inferior, según la tabla anterior, bastaría considerar por los esfuerzos resultantes planchas de 38 mm; pero prefiero utilizar la plancha de 50 mm porque su uso:

- Origina un reparto más equitativo de cargas.
- Posibilita el uso de cojinetes y tornillos más grandes.
- Da mayor rigidez al conjunto.

Aparte de trabajar como vigas sometidas a cargas de flexión, las placas soportan también cargas de tracción que se originan en los apoyos del rodillo y cuyo valor es ;

$$\sigma_t = 72,000 / (2 \times 50 \times 400) = 1.80 \text{ Kg/mm}^2$$

y que añadidos a los 7.13 Kg/mm^2 indicados en la tabla 12 - totalizan 8.93 Kg/mm^2 .

Al calcular los esfuerzos en las placas pasé por alto la presencia de algunos agujeros roscados en la zona que trabaja a flexión y tracción, ver plano 1- 11. Viendo ahora los resultados, concluyo de que esto no debe preocuparme, por cuanto el esfuerzo de trabajo calculado (8.93 Kg/mm^2) - está lejos del esfuerzo permisible (11.9 Kg/mm^2), mientras que la sección de las placas que debiera excluirse - por la presencia de dichos agujeros - es mínima.

En cuanto a las columnas secundarias, soportan una carga de compresión por efecto del momento flector M_1

y cuyo valor pasamos a definir :

$$V = M_1 / h = 1191 \text{ Kg-m} / 0.53 \text{ m}$$

$$V = 2,247 \text{ Kg.}$$

a esa carga habría que añadir el peso de la plancha superior y el de los demás elementos que se ubicarán sobre ella. Supongamos que la carga totaliza 2,600 Kg; como van a colocarse dos perfiles, a cada uno le corresponderá ;

$$V_t = 1,300 \text{ Kg.}$$

es para esta carga - y para una longitud aproximada de --- 2,500 mm - que se deben escoger los perfiles.

Si sólo se consideran los esfuerzos por la compresión, bastarían dos canales de 3 pulgadas, aún diseñando para el caso más desfavorable; extremos articulados. Pero en este sector de la máquina actúa el elemento móvil, la viga reciprocante, la que se desplaza utilizando guías con una luz pequeña y por esto la deformación es aquí más importante que los esfuerzos.

Aplicando la fórmula de deformación en el campo -- elástico $\Delta = P \cdot l / E.A$, se halla que la deformación -- será de 63 micras, (0.063 mm), cuando se usen dos canales de 6 pulgadas por 13 Lb/pie, valor de deformación razonable frente a la máxima luz prevista que será de 400 micras.

Resumiendo, se tiene que el bastidor se compondrá

de :

- Dos canales de 15 pulg x 50 Lb/pie, reforzados.
- Dos canales de 6 pulg x 13 Lb/pie.
- Dos placas de 400 x 50 mm de sección.

todos ellos de acero estructural, con una resistencia mínima a la fluencia de 24 Kg/mm^2 .

6.1.2 Fijación de las columnas principales a las planchas.

Se ha previsto hacerlo con dos placas, una para cada extremo de los canales, las mismas que se atornillarán luego a las placas gruesas del bastidor. Ver figura 79.

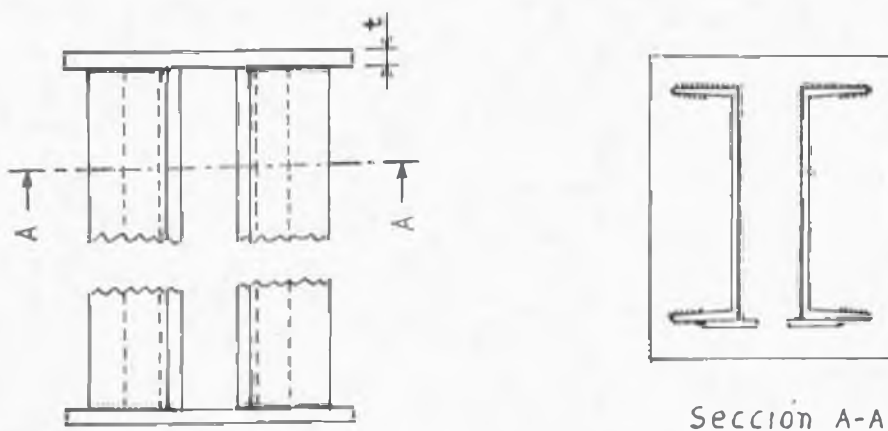


Fig. 79 Armado de las columnas principales.

El espesor " t " de dichas placas será de 16 mm. Este espesor es considerado para el anclaje de pórticos de edificios de regular altura (2,3, 4 pisos). Además, el momento flector M que actúa sobre ellas no es elevado y más que el interesa la fuerza de tracción proveniente de la acción de los cilindros, la que pretende ocasionar aplastamiento en las uniones atornilladas. La figura 80 graficada

a continuación nos muestra en detalle la unión considerada.

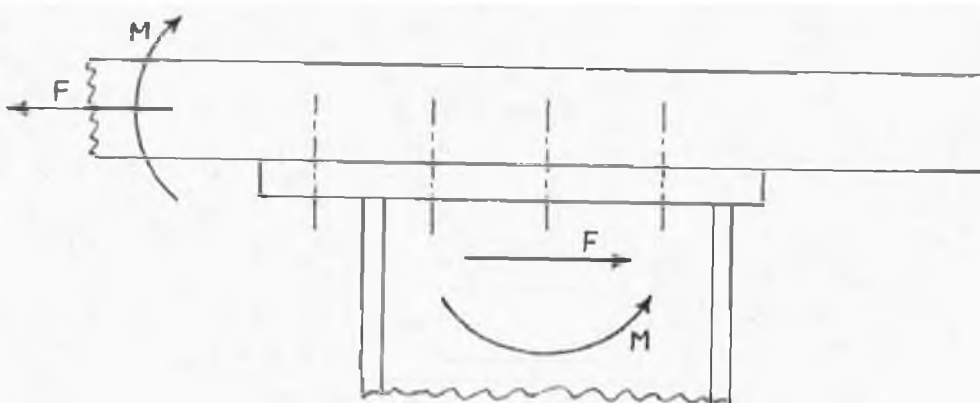


Fig. 80 Cargas actuantes en cada unión plancha - canal.

De toda esta unión revisamos en primer lugar el -- cordón de soldadura que une el canal con la placa de sujeción. Su forma y dimensiones se ven en la figura 81.

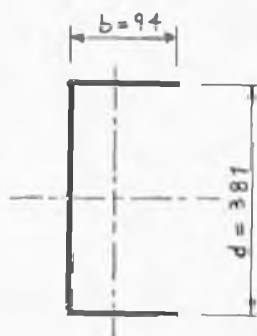


Fig. 81 Cordón de soldadura canal - placa.

el módulo de sección y la longitud de este cordón son respectivamente ; $Z_w = b \cdot d + d^2/6$ y $L_w = 2b + d$, relaciones -- que al ser aplicadas a los datos de la figura 81 arrojan -- los siguientes datos característicos ;

$$Z_w = 60,008 \text{ mm}^2, L_w = 569 \text{ mm.}$$

Debido al momento flector, en cada unión de una ala del canal con la placa, se registra la carga unitaria f_b , como sigue ;

$$f_b = M_1 / 2 Z_w = 1191 / (2 \times 60.01) = 9.92 \text{ Kg/mm}$$

y por la fuerza de corte se tiene la carga f_s :

$$f_s = V / L_w = 72000 / (4 \times 569) = 31.6 \text{ Kg/mm.}$$

la resultante es :

$$F = \sqrt{f_b^2 + f_s^2} = 33.1 \text{ Kg/mm.}$$

la soldadura se hará con electrodos E 60XX, (13,600 PSI de esfuerzo permisible en la garganta), considerando sólo el - 80% de dicho valor, para no despreciar el efecto de fatiga de la carga cíclica, tenemos el siguiente tamaño de filete;

$$w = F / f_p = 33.1 / (0.8 \times 6.75) = 6.1 \text{ mm.}$$

se puede aplicar un filete de 6 mm de lado.

La fijación de la placa con sus columnas a la plancha principal se hará por medio de tornillos. La carga de corte que actúa sobre la unión será absorbida fundamentalmente por unas platinas soldadas que sirven de tope, colabora también a este efecto la fricción que habrá entre las --placas debido a la presión que ejercen los tornillos. Ver-
figura 82.

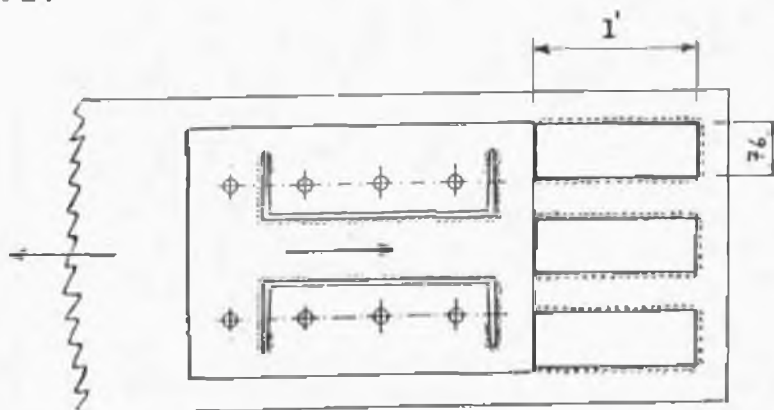


Fig.82 Fijación de la placa y columna a la plancha del - bastidor.

Estas platinas de tope serán del mismo espesor de la placa, 16 mm, y su ancho de 76 mm (3 pulg).

Supongamos que vamos a soldar las platinas con filetes de 8 mm, entonces, considerando el 80% del esfuerzo permisible del electrodo E 60XX hallamos la mínima longitud total requerida l_t

$$l_t \geq 72,000 \text{ Kg} / (2 \times 8 \text{ mm} \times 0.8 \times 6.75 \text{ Kg} / \text{mm}^2).$$

$$l_t \geq 833 \text{ mm}$$

en la figura 82 se ve que $l_t = 6 \times l' + 3 \times 76$. Con esta igualdad, y con el dato anterior, se concluye ;

$$l' \approx 100 \text{ mm}.$$

Los tornillos se encargarán de mantener pegadas a las dos placas aún cuando actúe sobre la unión el momento flector de la carga plena, el cual, según lo que indica la tabla 12, es de 1191 Kg-m. Dado que los canales tienen regular altura (15 pulg), decido hacer uso de 8 tornillos. Un análisis somero del conjunto me conduce a considerar -- tornillos M 16 x 2 ISO clase 5.8 (equivalentes a la especificación SAE G.2), que pueden admitir una carga de 1600-Kg c/u con un esfuerzo permisible de 10 Kg/mm^2 . El torque de ajuste deberá ser de 410 Kg-cm (Ref.12, Pág.817).

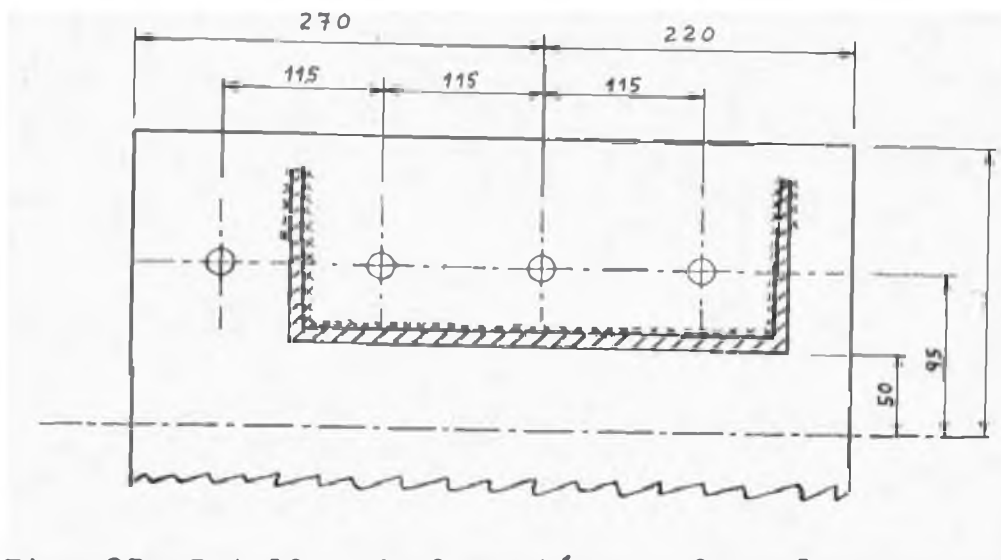


Fig. 83 Detalles de la unión canal - placa.

6.1.3 Fijación de las columnas secundarias.

Estas consisten en dos canales de 6 pulg. por 13 - Lb/pie. Como van a estar una a cada lado de la viga reciprocante debe considerarse una separación adecuada entre ellas. Viendo la figura 63 se deduce que ella deberá ser de más de 262 mm ; por ello considero 280 mm de separación.

El trabajo de estas columnas es resistir una pequeña carga de compresión; por ello, para sujetarlas bastarían planchas delgadas soldadas en sus extremos; pero para dar buena rigidez al conjunto consideraré planchas de regular espesor, 13 mm, cada una de ellas va a fijarse a la placa del bastidor mediante dos tornillos M 12 x 1.75 ISO clase 5.8.

6.1.4 Guías de la viga reciprocante.

La calidad de los trabajos ejecutados con la rola, al igual de lo que ocurre con los que se hacen en muchas otras máquinas, dependerá de la precisión de los mecanizados de sus componentes, destacando sobre todo el sistema -

de guías de la viga.

fortunadamente, en los rolados más comunes, no se requiere que el producto final cumpla con tolerancias exigentes. Tenemos por ejemplo que Electroperú permite, en las tuberías de presión para sus centrales hidroeléctricas, una diferencia - entre el mayor y el menor diámetro interior de una misma sección, con relación al diámetro medio de dicha sección - de hasta 0.5%. Cuando se fabrican tanques de almacenamiento grandes la tolerancia es aún mayor.

En el caso de la rola vertical, la carga que más tiende a desalinearse a la viga durante su carrera de trabajo es el momento flector M_0 de la tabla 6 y que se hace presente al ejecutar los prerolados.

El espacio existente para colocar guías es limitado, por ello es que he previsto el uso de guías fabricadas desde placas planas, descartando otras que requieren de mucho espacio como por ejemplo los cojinetes de guías redondas.

Según lo registrado en la tabla 6 el máximo torque que actuará sobre la viga reciprocante será de 3,535 Kg-m y se presentará al prerolar planchas de 6 mm. Para diseñar cada guía, reparto dicho torque entre las dos que se consideran (una superior y la otra inferior).

$$T = 3535/2 = 1768 \text{ Kg - m.}$$

Para ubicar cada juego de guías se dispone de un área de 198 mm de ancho, la que se halla limitada por la placa frontal acanalada de la viga y sus 2 placas verticales de refuerzo; hacia el fondo hay espacio suficiente hasta una longitud de 400 mm aprox.

De los diferentes tipos de guías de placa que hay la de la figura 84 resulta ser la más conveniente, ya que por la forma de sus ranuras se ajusta automáticamente ante el desgaste y es apta para soportar tanto cargas verticales como horizontales, siendo seguro de que esta situación se dará durante el uso de la rola.



Fig. 84 Forma de la guía considerada.

La longitud de las guías, H , es muy importante. Se halla ligada a la altura de la viga reciprocante, l , al juego o luz, c , que debe existir para posibilitar el deslizamiento y al desalineamiento permitido entre los dos extremos de la viga reciprocante, x . Ver figura 85 graficada en la página siguiente.

La relación existente entre estas variables está dada por la fórmula (6.3).

$$H = C \cdot l / X$$

(6.3)

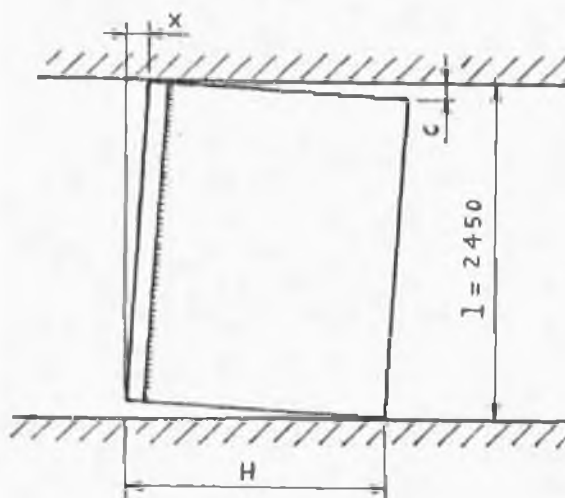


Fig. 85 Juego en las guías de la viga.

La longitud es de 2450 mm aprox., el máximo desalineamiento será de 2.75 mm (equivalente a 1/890) y la máxima luz prevista será de 400 micras, valor compatible con el largo de la viga y con las tolerancias usadas para componentes similares. Con (6.3) se tiene :

$$H = \frac{0.4 \times 2450}{2.75} = 356 \text{ mm.}$$

La longitud de las guías debería ser al menos de ese valor, pero para alejar la posibilidad de atascamientos de la viga ante cargas descentradas, aprovecharé todo el espacio disponible. Entonces $H = 400$ mm.

La carga más importante que debe ser absorbida por las guías es el torque que actúa sobre la viga durante los prerolados y, a fin de verificar la resistencia de las guías a esta carga, asemejo sus canales a cordones paralelos de soldadura de longitud $d = 400$ mm., separados entre --

dos consecutivos, un paso b . Ver figura 86.

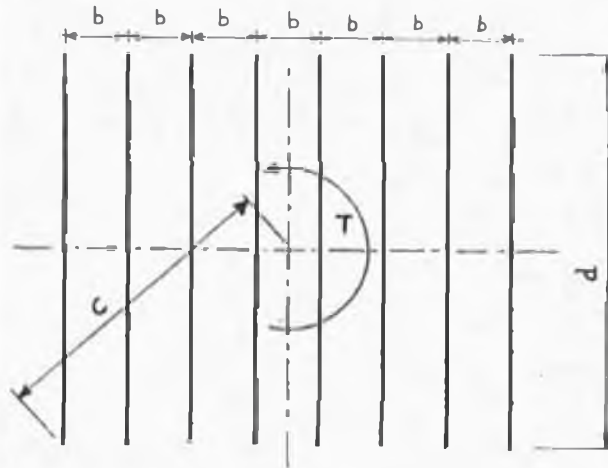


Fig. 86 Similitud de los perfiles de las guías a cordones paralelos de soldadura.

Una vez hecha la semejanza, se puede aplicar la fórmula (6.4), muy utilizada para dimensionar cordones de soldadura.

$$f_g = T \cdot C / J_g \quad (6.4)$$

en la que J_g es el Momento Polar de Inercia del conjunto, el cual es igual a la sumatoria de los momentos que corresponden a cada pareja de cordones equidistantes del eje vertical de simetría. Habiendo 4 parejas, el valor de J_g se halla con :

$$J_g = d (252 b^2 + 4 d^2) / 6 \quad (6.5)$$

A su vez, C , es la distancia desde el centro de gravedad del conjunto hasta el punto más alejado del más apartado de los cordones, y vale :

$$C = \sqrt{ (d/2)^2 + (3.5 \cdot b)^2 } \quad (6.6)$$

Los datos a reemplazar en (6.5) y (6.6) son ;
 $d = 400 \text{ mm}$ y $b = 24 \text{ mm}$. Haciéndolo se obtiene ;

$$J_g = 5.234 \times 10^7 \text{ mm}^3$$

$$C = 217 \text{ mm.}$$

Con estos datos y la relación (6.4) obtengo la ---
 máxima carga lateral, por unidad de longitud, que ocasiona
 el torque sobre las guías.

$$f_g = \frac{1768 \text{ Kg} \cdot \text{m} \cdot 217 \text{ mm} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{5.234 \times 10^7 \text{ mm}^3}$$

$$f_g = 7.33 \text{ Kg/mm.}$$

La altura de cada diente es de 10 mm y por ello la presión
 de contacto, σ_a , vale :

$$\sigma_a = 7.33 / 10 = 0.73 \text{ Kg/mm}^2 \quad (6.7)$$

Dado que el ancho de la raíz de los perfiles es aún mayor
 que su altura, el esfuerzo de corte allí es menor y no re-
 presenta por eso peligro alguno.

Además del torque que se presenta en los prerola-
 dos, otro factor que origina cargas sobre las guías es una
 posible mala ubicación de la plancha a rolar dentro de la-
 máquina. En efecto, si es que esa plancha no se coloca en
 forma equidistante de los extremos del rodillo, va a pre--
 sentarse ante la viga reciprocante como una carga asimétri-
 ca derivando en presiones verticales adicionales sobre las

guías.

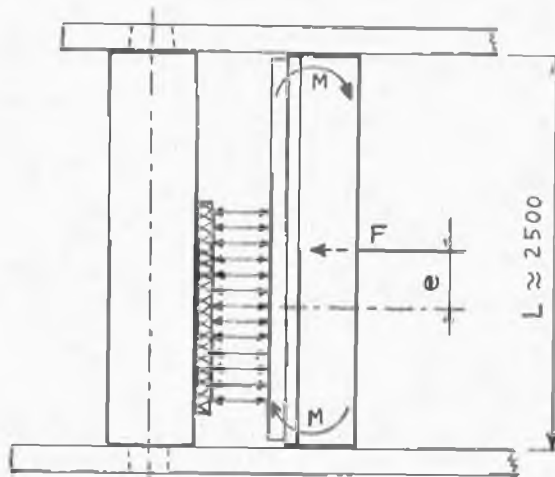


Fig. 87 Efectos originados por una plancha ubicada en forma asimétrica.

los momentos designados con M van a contrarrestar al momento flector que se origina por la excentricidad. Su valor a carga plena será :

$$M = 72,000 \times e/2$$

$$M = 36,000. \times e \text{ (Kg-mm)} \quad (6.8)$$

Este momento debe contrarrestarse por la siguiente distribución lineal de carga en las guías :

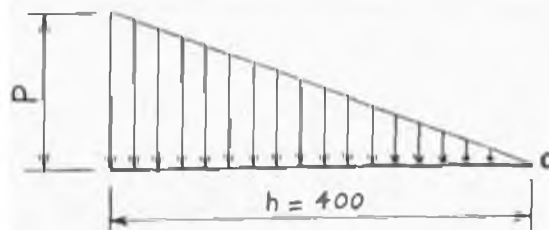


Fig. 88 Distribución de la carga vertical sobre las guías.

El momento de esta carga respecto al punto o es :

$$M_0 = P \cdot h^2 / 3 \quad (6.9)$$

en esta fórmula reemplacemos el valor $h = 400$ mm, e igualando a continuación (6.9) y (6.8). Se tendrá ;

$$P = 0.68 (e) \text{ Kg/mm} \quad (6.10)$$

Esta carga se traduce en una presión vertical, σ_e sobre la placa guía. Para determinar el valor de esa presión, dividimos la carga entre el ancho de la placa, resulta :

$$\sigma_e = 0.68 (e) / 190 = 0.0036 (e) \quad (6.11)$$

donde :

e , excentricidad con que se ubica la plancha, mm.
 σ_e , carga de compresión adicional, Kg/mm².

La fórmula (6.11) cuantifica a la carga vertical. Para poder adicionar sus efectos sobre la guía, el aplastamiento originado por el torque, el cual según (6.7) es de ; $\sigma_a = 0.73 \text{ Kg/mm}^2$, hay que tomar en cuenta el ángulo ϕ de los perfiles de la guía (figura 84) el cual vale 45° .

$$\sigma_a' = \sigma_e / \text{Sen } \phi = \sigma_e / 0.707$$

$$\sigma_a' = 0.0051 (e) \quad (6.12)$$

donde :

σ_a' , aplastamiento adicional, debido a la excentricidad, Kg/mm².

Designemos por σ_s al aplastamiento total. Suman-

do (6.7) y (6.12) se tiene ;

$$\sigma_B \geq \sigma_A \quad \sigma_A = 0.73 + 0.0051 (e) \quad (6.13)$$

Lo indicado por (6.13) no debe superar al valor - permisible del material a usar. Así por ejemplo, la Ref.- 13 Pág.3-64, indica que para cojinetes de hierro que trabajen a baja velocidad se permitirá una presión de hasta 5.6 Kg/mm². Para este caso he previsto la fabricación de las- guías a partir de plancha de acero AISI 1060 de 1 pulg. de espesor, porque es más resistente y barata que la de bron- ce. Reemplazando ese valor de esfuerzo en (6.13) se tiene:

$$e \leq 954 \text{ mm} \quad (6.14)$$

se observa que tenemos bastante tolerancia; pero para no - forzar inútilmente a las guías y al bastidor, acompaña a la rola un accesorio denominado Mesa soportaplanchas que - se describe en la sección 6.3 de este capítulo y que permite acomodar a la plancha a una altura adecuada según cuál- sea su ancho.

6.1.5 Placa de succión superior rebatible

Cuando se ha conseguido un cilindro completo, debe ~~ser~~ factible poder extraerlo de la rola. Para que ello -- sea posible, el extremo superior del cilindro debe de que- dar libre y a continuación se saca la virola izándola con una grúa.

Detalles de la plancha superior de sujeción se -- observan en las figuras 89 y 90 de la siguiente página.

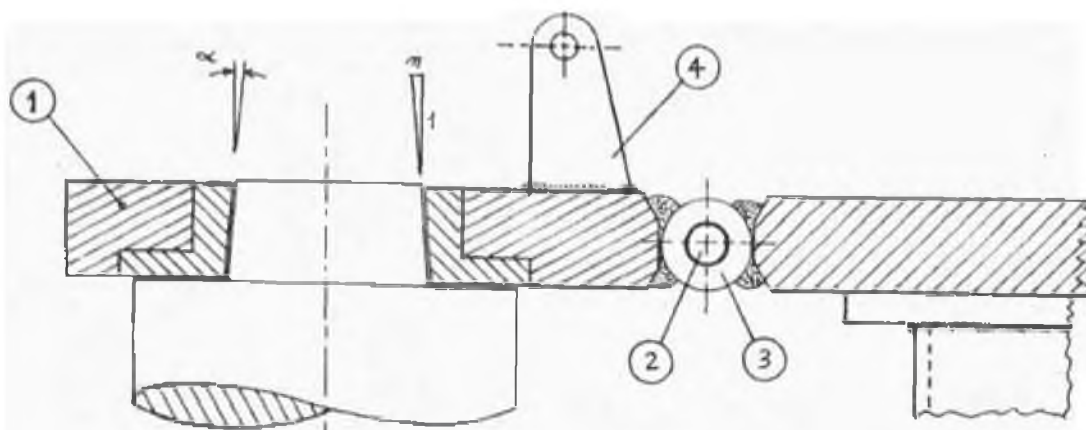


Fig. 89 Vista de costado de la plancha superior de sujeción.

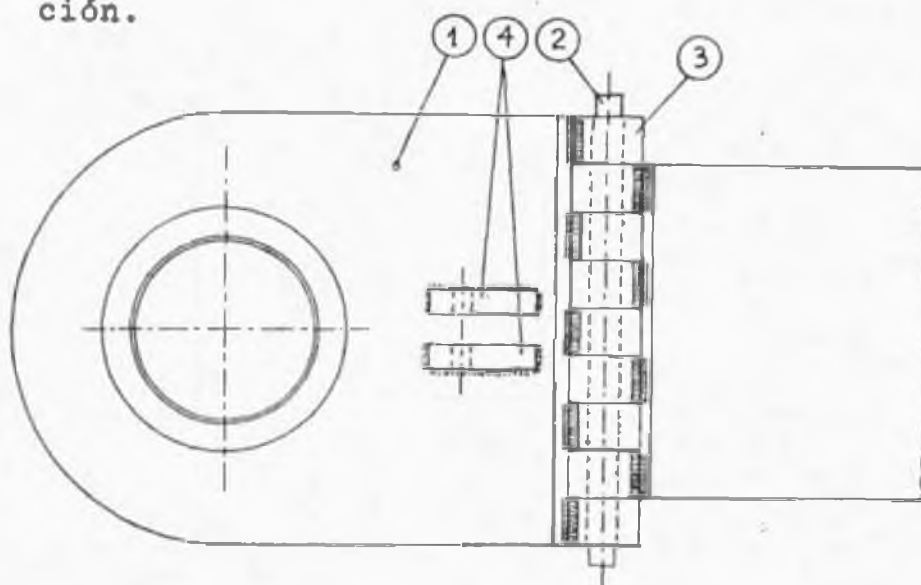


Fig. 90 Vista desde arriba de la plancha superior de sujeción.

El elemento N° 1 es la placa propiamente dicha, - contiene al cojinete de acero; el componente N° 2 es una - barra pasante de acero SAE 1045 de 20 mm de diámetro, ca- - páz de soportar por corte hasta 50,000 Kg ($S_p = 20 \text{ Kg/mm}^2$) El elemento N° 3 está constituido por un conjunto de retazos de barra perforada SANDVIK 4LM (AISI 1518) con una resistencia a la tracción de 55 Kg/mm^2 , tienen 40 mm de ϕ_e y 20 mm de ϕ_i , por tracción puede soportar el conjunto hasta 78,000 Kg ($S_p = 17 \text{ Kg/mm}^2$).

La resistencia de los cordones de soldadura es :

$$R_s = 230 \text{ mm} \times 15 \text{ mm} \times 2 \times 6.75 \text{ Kg/mm}^2 \times 0.8 = 37,260 \text{ Kg.}$$

y comprobamos que en todos los casos se supera la máxima carga que puede actuar sobre esta placa, cuyo valor es :
 $72,000/2 = 36,000 \text{ Kg.}$

Con el número 4 están señaladas dos placas paralelas, encargadas de recibir la fuerza proveniente de un cilindro hidráulico, tanto en uno como en otro sentido; hacia ad lante, para evitar que la placa se levante durante el trabajo y hacia atrás para izar a dicha placa y dejar entonces libre un extremo del rodillo.

Es necesaria la presencia del ángulo α en el muñón superior del rodillo para hacer factible el giro de la placa (1) alrededor de la barra pasante (2); Si $\alpha = 0$, el giro no sería posible. Según lo mostrado en la figura 89, este ángulo queda definido también por su tangente " n ".

Las dimensiones de los componentes y sus distancias relativas obtenidas de los planos, obligan a usar un ángulo cuya tangente sea, como mínimo, $n = 1/55$; pero luego de sopear varias alternativas me inclino por el ángulo cuya tangente es $n = 1/20 = 0.05$, ($\alpha = 2.86^\circ$). La conicidad no debe exagerarse (ángulo α muy grande), porque ello obligaría a que la fuerza F proveniente del cilindro hidráulico sea -- también elevada. Ver la figura 91 de la página siguiente.

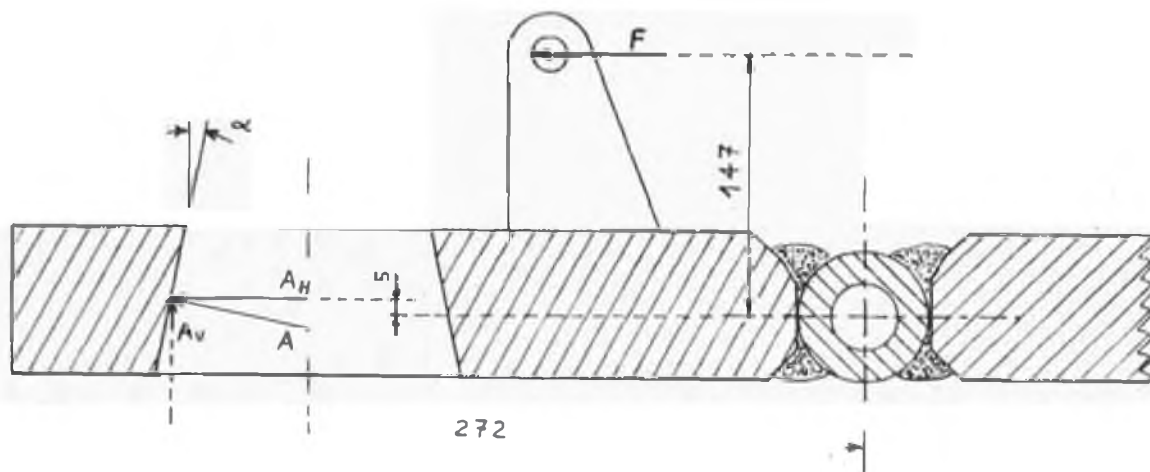


Fig. 91 Fuerzas que actúan sobre la placa superior de sujeción y sus brazos de giro.

El muñón va a estar muy bien maquinado y lubricado y por ello se le puede tratar como "apoyo ideal", es decir, carente de rozamiento. Por ello la fuerza de acción A actuará perpendicularmente a la superficie de apoyo, -- pudiéndosele descomponer en una fuerza horizontal A_h y otra vertical A_v .

$$A_h = A \cos \alpha ; A_v = A \sin \alpha \quad (6.15)$$

se conoce el valor de A_h para la plena capacidad y es $A_h = 72,000 / 2 = 36,000$ Kg. Reemplazando este valor en (6.15), y con $\alpha = 2.86^\circ$, resulta ; $A_v = 1,798$ Kg.

El momento que producen estas dos componentes, -- respecto al punto "O", es :

$$M_o = (1798 \text{ Kg}) \times (272 \text{ mm}) - (36000 \text{ Kg}) \times (5 \text{ mm})$$

$$M_o = 309,056 \text{ Kg} - \text{mm}$$

Para evitar que la placa gire, el momento que --

ejerza la fuerza "F" debe igualar o superar dicho valor, o sea, debe cumplirse $F. 147 \geq 309,870 \text{ Kg} - \text{mm}$.

$$F \geq 2,102 \text{ Kg.} \quad (6.16)$$

Si se tiene en cuenta que el cilindro hidráulico se diseñará para trabajar con una presión de hasta 200 Kg/cm^2 , se requerirá un área mínima de $; 2102 / 200 = 10.5 \text{ cm}^2$. Esto implica que el diámetro interior deberá ser de al menos 3.7 cm .

Como quiera que es problemático maquinar barras perforadas de diámetro reducido, elijo para la fabricación del cilindro una barra perforada de 4 cm de diámetro interior.

He verificado que el vástago de este cilindro, así como las placas de sujeción de sus extremos, soporten la fuerza de trabajo de $2,102 \text{ Kg}$.

6.2 Patines soportaplancha.

Estos son unos elementos auxiliares de la rola, el objetivo principal de los mismos es permitir, a la plancha que se trabaja, un deslizamiento libre sobre el piso en -- cualquier dirección. Esta característica es indispensable que se consiga ya que sólo así tomará la plancha la forma que queremos darle, es decir la forma cilíndrica.

Otra tarea que ejecutan simultáneamente es mante

ner el borde inferior de la plancha paralelo al piso y con ello perpendicular a la rola.

Se propone un modelo de patín muy sencillo y funcional, apto para soportar hasta 1,500 Kg por cada uno. Se fabricarán con los materiales más comerciales ; ejes de acero SAE 1020 de 60 mm \varnothing y planchas de acero estructural de 10 mm de espesor.

Se prevee la construcción de 5 unidades para la rola, ello para dar facilidad a su uso.

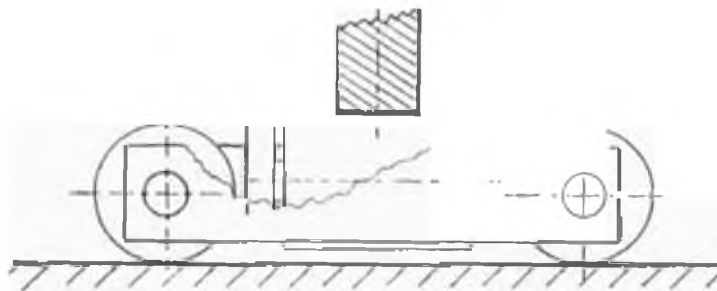


Fig. 92 Patín soportaplancha, capacidad ; 1,500 Kg.

6.3 esa portátil.

En el punto 6.1.4 , al evaluar la capacidad de -- las guías de la viga, observamos que estas no podían ser-- forzadas hasta donde se nos ocurriera; justamente, para no llegar a condiciones extremas, nos vemos obligados a recurrir a un elemento auxiliar que nos permitirá ubicar la -- plancha más o menos bien centrada.

El elemento propuesto consta de una placa soporte y 4 patas de altura variable. La placa es una plancha de

6 mm de espesor, bien reforzada con ángulos de 25 x 5 mm; - sobre ella se fijan unos rodillos que pueden girar libremente alrededor de su eje y que se confeccionan de ejes de acero SAE 1020 de 38 mm \emptyset . Las 4 patas se fabrican con tu bos de acero de 1.1/4" y 1" \emptyset , Y permitirán acomodar el - borde inferior de la plancha que se curva a alturas que va rían desde 15 cm hasta 80 cm por encima del nivel más bajo, con que puede trabajar la rola, en saltos de 5 en 5 cm. Aclaro que dicho nivel, el más bajo, se logra cuando estamos usando los patines descritos en el punto 6.2, es decir, al rolar planchas de 8 pies de altura.

Detalles de la mesa soporte y sus componentes se ven en el plano respectivo.

6.4 Mantenimiento

Tres son los rubros en que puede dividirse el man tenimiento de la rola y ellos son ; Mantenimiento de los - equipos del sistema hidráulico, de los elementos del sistema eléctrico y de los elementos mecánicos.

6.4.1 Mantenimiento del sistema hidráulico.

El cuidado que hay que tener con este sistema empieza mucho antes de que la máquina haya empezado a operar, más específicamente, hay que tomar nota desde la instala-- ción de los equipos.

La instalación debería hacerse en alguna oportunidad en que se presenten en la planta amplias condiciones -

de limpieza , es más, si es posible, hay que preparar todo un ambiente especial para ejecutar el ensamble. Una vez - que se ha cubierto este requisito, los pasos a seguir son;

Teniendo los equipos a nuestra disposición pasamos a chequearlos completamente. Si por cualquier motivo - hubiera equipos dañados, aún ligeramente, ó si se encontraran demasiado sucios, hay que exigir al suministrador el - cambio por un equipo nuevo.

El ensamble empieza con los componentes mayores , de preferencia el equipo de fuerza ; grupo bomba - motor y finaliza con los componentes pequeños. Hay que asegurarse que los espesores y calidad de los materiales de las tuberías, conexiones, mangueras y demás accesorios, son los correctos, o sea, los que el sistema exige.

Durante el almacenamiento y también durante el manipuleo de las tuberías y mangueras es necesario mantener sus extremos taponados para que no ingrese suciedad en ellas y en instantes previos al ensamble final hay que lavarlas interiormente usando un fluido expofeso para limpieza y que sea compatible con el fluido hidráulico a usar; las válvulas hidráulicas no se incluyen en esta operación.

Efectuar el ensamble del sistema siguiendo un orden lógico, removiendo los tapones solamente cuando sea necesario. Trabajar lo más rápido posible y no dejar abierta ninguna entrada durante un tiempo prolongado. No es --

usual pintar las tuberías; pero si se deseara hacer eso -- efectuarlo sólo después de haber ajustado todas las unio-- nes.

La carga del reservorio exige mucho cuidado. Esta operación se hace con un fluido ad-hoc, bajo condicio-- nes de limpieza, cuidando que no ingrese polvo al sistema, para lo que se debe usar un embudo de malla fina (200 mesh o má), el que debe haberse limpiado antes; el nivel de -- llenado también hay que verificarlo. A la instalación del filtro de aire debe precederle un chequeo y limpieza minu-- ciosos.

Es muy importante verificar la posición y direc-- ción de las válvulas, ya que es siempre deseable que la - máquina trabaje correctamente desde el arranque. Chequear también la dirección de rotación del motor eléctrico.

Hecho todo ello puede suministrarse potencia al equipo y, luego de algunos ciclos de trabajo, verificar - el nivel del fluído en el reservorio así como su temper - tura. Examinar también las juntas y uniones del sistema. S todo marcha bien se puede ya usar la máquina estable-- ciendo un cuadro de mantenimiento preventivo.

6.4.1.1 Mantenimiento preventivo.

El siguiente programa es adecuado para máquinas- hidráulicas de uso moderado ; aproximadamente 80 horas se manales de trabajo, dentro de un área más o menos limpia-

con componentes fácilmente accesibles y sistema de aceite mineral.

Una semana después de la instalación ; Registrar temperaturas ambiental y del fluido en el tanque, tomar tiempos para cada ciclo, ver el estado en que se hallan los filtros, limpiar los ejes de los pistones y los vástagos de las válvulas; inspeccionar las juntas de las tuberías, válvulas y conductos flexibles, límites de carrera; cerciorarse de que el fluido del sistema no haya atacado a los componentes (corrosión) por ácidos u otros contaminantes que pudiera tener; asegurarse que el montaje de las tuberías, válvulas, cubiertas, controles y accesorios eléctricos estén firmes y seguros. Tomar una muestra de fluido y guardarla para futura referencia.

Por experiencia se sabe de que si una máquina hidráulica ha pasado con éxito sus primeros días de trabajo, estará apta para servirnos sin problemas durante mucho tiempo.

Diariamente ; Chequear el nivel del fluido; verificar su temperatura en el reservorio, en lapsos en que la máquina está trabajando por simple contacto del tanque con la palma de la mano, la temperatura debe ser tal que permita mantener dicho contacto durante varios segundos.

Semanalmente ; Inspeccionar y limpiar exteriormente el reservorio así como las cubetas de goteo, si es

que las hay; si el fluido es base de agua, los días lunes y antes de arrancar la máquina, drenar los condensados que se hubieran depositado en el fondo del tanque.

Mensualmente ; Controlar el estado de los montajes, los tiempos de los ciclos, situación en que se hallan los filtros; chequear visualmente el estado del fluido, -- juntas de la tuberías y mangueras, montaje de las válvulas y finales de carrera.

Trimestralmente ; Lavar e inspeccionar los sellos, anillos limpiadores de vástago y los vástagos exteriores de la válvulas; tomar muestras del fluido y efectuar su análisis.

Semestralmente ; Cambiar los elementos gastados de los filtros de aceite, limpiar ó cambiar los componentes del filtro de aire según cual sea su tipo, verificar la condición en que está el colador de succión.

Anualmente ; Reemplazar los elementos gastados y los componentes sometidos a elevados esfuerzos como son: solenoides, sellos limpiadores (rascadores), conductos -- flexibles, parte de la bomba y motor hidráulicos, motor -- eléctrico, bocinas; observar con detenimiento las válvulas de alivio y reducción de presión, cerciorándose que no presenten corrosión, erosión, depósitos de escorias, barros, obstrucciones ó atoros; lavar el fluido usando separadores o filtros externos si es necesario, lavar el reservorio y,

si los tests así lo exigen, cambiar el fluido por completo.

El cambio de fluido queda determinado normalmente por ensayos que se hacen con el. Un fluido ligeramente -- más viscoso puede ser necesario si es que las pérdidas por drenaje se incrementan apreciablemente.

6.4.2 Mantenimiento de los equipos eléctricos.

El que prepara el trabajo de mantenimiento de un equipo eléctrico debe prever que ciertos detalles se cumplan desde la instalación de los equipos para poder desempeñar posteriormente una buena labor. Entre ellos tenemos;

La instalación inicial tiene que ser revisada y probada a satisfacción antes de aceptarla.

- El montaje de los aparatos debe hacerse en lugares accesibles para que sea fácil revisarlos.
- Las cajas deben seleccionarse de acuerdo con las condiciones del trabajo a realizar.
- Debe contarse con un suministro adecuado de repuestos.
- Los contactos y conexiones de todo tipo deben quedar -- bien apretados.
- Las bobinas deben trabajar a su voltaje nominal.

Mantenimiento preventivo.

Motor.- Mensualmente ; efectuar limpieza exterior, comprobar que la ventilación y el calentamiento sean normales, - observar si se están produciendo ruidos o vibraciones anor

males; trimestralmente ; Comprobar el estado de los rodamientos, medir la magnitud de la corriente absorbida en va cío y con carga; anualmente ; Comprobar con detalle el engrase y el estado de los rodamientos, hacer una limpieza general interior, comprobar las conexiones, probar la resistencia de aislamiento y de la puesta a tierra.

Cables.- Semestralmente ; Comprobar calentamientos, revisar el estado de las grapas de sujeción, revisar las canaletas de cable viendo el estado de las cubiertas protectoras, comprobar aislamiento y continuidad, comprobar la --- puesta a tierra.

Finales de carrera.- Trimestralmente ; Hacer limpieza exterior y comprobar funcionamiento, apretar los tornillos -- de sujeción, efectuar limpieza interior y engrasar con va- selina neutra; semestralmente ; Comprobar sistema de ac- cionamiento, revisar los contactos.

Pulsadores.- Trimestralmente ; Efectuar limpieza exterior y observar funcionamiento; semestralmente ; Revisar los -- contactos y limpiarlos, limpiar la caja y superficies ais- lantes, comprobar maniobra correcta.

Contactores.- Trimestralmente ; Observar vibraciones y -- zumbidos, limpiarlos exteriormente, comprobar accionamiento mecánico; semestralmente ; Ver si en los contactos --- aparecen chispas excesivas, limpiar contactos cambiándolos si es necesario, revisar el estado de las bobinas y cam---

biarlas si es necesario, apretar conexiones y tornillos de sujeción.

Relés.- Trimestralmente ; Comprobar funcionamiento correcto; efectuar limpieza ; exterior, de bobinas, contactos -- auxiliares y mecanismos de relojería; revisar y apretar conexiones, ver estado de aislantes, comprobar el ajuste --- (tiempo de disparo).

Finalmente, hay que cuidar que las cajas protectoras de los equipos (gabinetes) se hallen en buen estado, - esto es básicamente, que estén limpios por fuera y por dentro y que sus empaques, bisagras y puertas se hallen en -- buenas condiciones.

6.4.3 Mantenimiento mecánico.

Este abarca básicamente la ejecución de inspecciones, lubricación, ajustes y limpieza de los elementos más importantes de la rola. El hacer todo esto a intervalos - regulares nos permitirá tener a la máquina en servicio durante mucho tiempo a la par de disfrutar de costos de producción más bajos.

Sabido es que la lubricación tiene por finalidad - interponer una sustancia entre dos superficies en movimiento correlativo con el propósito de reducir la fricción y/o el desgaste de las mismas. Por ello hay puntos en la rola que no pueden trabajar sin lubricación, como son : los muñones del rodillo curvador, las guideras de la viga reci-

procante y los engranajes, todos los cuales trabajan conti
nuamente. Otros lugares que necesitan también lubricación,
aunque sin ser críticos, son : La bisagra de la placa su-
perior, las pistas de los finales de carrera, las articula-
ciones entre las que actúa el cilindro de izaje, los apo--
yos de los polines, tanto de la mesa soportaplancha como -
de los patines.

Los engranajes trabajan dentro de un foso, sin con
tar con una cubierta especial. Por ello para su lubrica--
ción deberá recurrirse a un producto adhesivo y de alta --
vis osidad, para que los períodos de lubricación sean lar--
gos. Entre las grasas que cumplen esos requisitos están
Engranex de PETROPERU, Cardium Compound de SHELL, Mobiltac
de MOBIL.

Para lubricar el resto de elementos bastará con u-
na grasa de uso general en la industria, más barata que la
anterior. Serían adecuadas por ejemplo la Grasa Amarilla-
(NLGI) de PETROPERU, Unedo Grease (NLGI) de SHELL, Mobil -
Grease B (NLGI) de MOBIL.

Pero no sólo es importante la aplicación del lubri-
cante, también interesa su protección antes de utilizarlo;
es necesario guardar las grasas en un local adecuado, te--
chado, limpio, de tal manera que no estén expuestas a la -
acumulación de tierra, agua u otros contaminantes.

Durante las inspecciones, que pueden ser mensuales

se apretarán y ajustarán las conexiones o tornillos que se hubieran aflojado.

En lo referente a la limpieza, esta abarcará dos aspectos : evitar la acumulación de polvo y/o aceite sucio en la máquina y el aseo del ambiente adyacente a la rola.

6.5 Lista de repuestos.

La siguiente es una lista preliminar de piezas de recambio con las que se debe contar desde el instante en que se arranca la máquina.

Para los cilindros hidráulicos :

- sellos hidráulicos tipo copa.
- sellos rascadores.
- o'rings.
- bocina de bronce para cilindro principal.

Para el circuito hidráulico :

- 1 válvula direccional de 10 mm.
- 1 válvula direccional de 8 mm.
- 1 válvula reductora de flujo.
- 2 cartuchos de recambio para el filtro de aceite.
- 4 metros de manguera SAE 100 R2 No 8.
- 4 metros de manguera SAE 100 R2 No 4.

Para el circuito eléctrico ;

- 1 límite de carrera.
- 2 bimetalicos para los relés térmicos.

- contactos para los relés y contactores.
fusibles para efectuar reemplazos.
- 2 pulsadores simples.
5 metros de conductor No 18 AWG.

7.0

COSTO DEL EQUIPO

7.1 Introducción

El costo de fabricación se descompone en varios su mandos : costo de la materia prima (materiales sobre los que se va a ejecutar trabajo y los consumibles), mano de obra y uso de herramientas de trabajo, equipamiento (elementos que s compran y se instalan directamente). Agrupando todos esos gastos obtenemos el costo directo.

Al costo directo hay que agregar los costos indirectos que tiene una empresa como son ; gastos administrativos, gastos de ventas, energía, agua, transporte, tributos. este costo total obtenido se le agrega la utilidad que debe obtener la compañía por la ejecución del trabajo.

El número de horas hombre y horas máquina que se - deberán invertir durante la fabricación los he estimado, - aunque también los he estado comparando con parámetros --- prácticos típicos.

Los precios de los materiales y equipos corresponden a la primera quincena de enero de 1986 y los de la mano de obra y uso de máquinas son los que cobraba en esos - días una conocida empresa local.

7.2 Costo de la parte estructural.

Este rubro abarca : el bastidor, viga recíprocante, mesa auxiliar y 5 patines.

Costo de materiales

<u>Descripción</u>	Cantidad	P.Unit.	P.Total
Planchas de acero estruct.	1,750 Kg	8.5	14,875
Perfiles de acero estruct.	525 Kg	17.0	8,925
Barra perforada SANDVIK	7.2 Kg	33.0	238
Ejes de acero ISI 1020	33 Kg	12.5	413
Ejes de acero AISI 4340	73 Kg	52.0	3,796
Soldadura E60 X	70 Kg	32.0	2,240
Gases			1,450
Otros (estimado)			<u>2,395</u>
	Sub-total	I/.	34,332

Mano de obra

Fabricación	490 HH	16.0	<u>7,840</u>
	Sub-total	I/.	7,840

Usos de equipos

Cepillo mediano	50 HM	36.0	1,800
Cepillo chico	6 HM	25.0	150
Torno mediano	36 HM	33.0	1,188
Torno chico	10 HM	25.0	250
Taladro	42 HM	25.0	1,050
Soldadora	45 HM	9.0	405
	Sub-total	I/.	4,843

Costo directo de estructuras		47,015
Costo indirecto (150% M.O)		<u>11,760</u>
Costo total de estructuras	I/.	58,775

7.3 Costo de la parte hidráulica.

Incluye : depósito de aceite, tablero hidráulico, cilindros, mangueras y sus accesorios, equipos hidráulicos

Costo de materiales

<u>Descripción</u>	<u>Cantidad</u>	<u>P. total</u>
Planchas de acero estructural	280 Kg.	2,380
Barra perforada SANDVIK	57 Kg.	1,881
Ejes de acero AISI 1020	49 Kg.	612
Bocinas de bronce	6 Kg.	540
Soldadura y gases		440
Otros (estimado)		878
	Sub-total	I/. 6,731

Costo de equipamiento

Bomba REXROTH A2F	1 u	19,800
Motor REXROTH CS	1 u	25,200
Válvulas limitadoras de presión	2 u	7,060
Válvula estranguladora de flujo	1 u	2,000
Válvulas direccionales TN 10	2 u	11,180
Válvulas direccionales TN 8	2 u	10,300
Filtro de retorno VICKERS	1 u	1,910
Filtro de aire VICKERS	1 u	1,120
Válvulas de cierre tipo aguja	2 u	900
Válvulas check 1/2	2 u	170
Manguera N° 12 SAE 100 R4	1 m	280
Manguera N° 8 SAE 100 R2	9 m	2,880
Manguera N° 4 SAE 100 R2	19 m	4,560
Coples de acero de diversas medidas	82 u	3,400
Sellos hidráulicos y rascadores	40 u	1,870
Férrulas de diversos diámetros	74 u	2,830
Acoplamientos sólidos y giratorios	74 u	6,570
Aceite hidráulico	80 l	1,920
Otros (estimado)		500
	Sub-total	I/.104,450

Mano de obra

Fabricación	245 HH	16.0	<u>3,920</u>
	Sub-total		I/. 3,920

Uso de equipos

Torno chico	120 HM	25.0	3,000
Taladro	12 HM	25.0	300
Soldadora	15 HM	9.0	<u>135</u>
	Sub-total		I/. 3,435

Costo directo parte hidráulica	118,536
Costo indirecto (150% M.O)	<u>5,880</u>
Costo total	I/.124,416

7.4 Costo de la parte eléctrica.

Se incluyen en este rubro el panel de control, tablero y equipos eléctricos.

Costo de materiales

<u>Descripción</u>	<u>Cantidad</u>	<u>P.total</u>
Planchas de acero estructural	44 Kg	374
Perfiles de acero estructural	10 Kg	90
Soldadura y gases		85
Paintura y otros		<u>120</u>
	Sub-total	I/. 669

Costo de equipamiento.

Motor eléctrico de 18 HP, 1800 RPM	1 u	9,730
Arrancador Δ completo	1 u	3,105
Contactores de 9 Amp.	3 u	945

Temporizadores	2 u	958
Temporizador ajustable	1 u	670
Pulsadores diversos	11 u	1,265
Conmutador monofásico (2+0)	1 u	147
Cable de control	5 m	125
Otros (estimado)		<u>800</u>
	Sub-total	I/.17,745

Mano de obra

Fabricación	35 HH	16.0	560
	Sub-total	I/.	560

Uso de equipos

Taladro	2 HM	25.0	50
Soldadora	8 HM	9.0	72
	Sub-total	I/.	122

Costo directo parte eléctrica	19,096
Costo indirecto (150% M.O)	<u>840</u>
Costo total	I/.19,936

7.5 Costo de otros componentes.Costo de materiales

<u>Descripción</u>	Cantidad	P.Unit.	P.Total
Planchas de acero ISI 1060	125 Kg	45.0	5,625
Eje de acero AISI 1060	36 Kg	62.0	2,232
Eje de acero AISI 4140	1302 Kg	72.0	93,744
Acoplamiento FALK 644266	1 u	745.0	745
Tratamiento térmico	28 Kg	20.0	560
	Sub-total	I/.102,906	

Mano de obra

Fabricación	240 HH	16.0	3,840
Ensamble del equipo	150 HH	16.0	<u>2,400</u>
	Sub-total		I/. 6,240

Uso de equipos

Torno grande	75 HM	42.0	3,150
Generadora de engranajes	85 HM	65.0	5,525
Torno chico	27 HM	25.0	675
Cepillo chico	36 HM	28.0	1,008
	Sub-total		I/.10,358

Costo directo en otros	119,504
Costo indirecto (150% M.O.)	<u>9,360</u>
Costo total	I/.128,864

7.6 Resúmen.

Costo parte estructural	58,775
Costo parte hidráulica	124,416
Costo parte eléctrica	19,936
Costo otros componentes	128,864
Imprevistos (10% de materiales)	14,464
Costo total del equipo	346,455
Utilidad fabricante (15% del costo)	<u>51,968</u>
Precio del equipo	I/.398,423
Precio del equipo en dólares	US\$ 23,030
(Tipo de cambio I/.17.3)	

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El diseño se ha hecho pensando en que se fabricaría una ó algunas cuantas unidades no siendo apto para una fabricación en serie. Para esto último hay que optimizarlo debiéndose incluir por ejemplo algunas piezas fundidas.

Como es natural, antes de operar una máquina nueva, debe instruirse al operario acerca del manejo de la misma. Para el caso de esta rola hay que poner énfasis en lo concerniente a la colocación correcta de la plancha que se va a curvar, sobre todo lo referente a la altura a la que debe ir cuando su ancho sea menor a 8 pies. Esta labor puede facilitarse utilizando una regla que, graduada adecuadamente, permita ubicar la mesa auxiliar a una altura correcta.

El circuito hidráulico considerado es susceptible de ser mejorado tal como esta planteado exigirá al motor eléctrico - en todo momento - su máxima potencia, esto incluso cuando la máquina esta encendida pero no efectúa trabajo alguno. Para eliminar esta desventaja habría que adicionar una válvula hidráulica y algunos accesorios eléctricos.

He incrementado la longitud de las guías hasta los 400 mm, equivalentes a $1/6$ de la altura de la viga, para -- disminuir la probabilidad de que se produzcan atascamientos durante el trabajo aún con cargas descentradas. Para conseguir esto, hidráulicamente, habría que añadir otros elementos al circuito siendo una alternativa el uso de cilindros dosificadores.

Al efectuar un paralelo entre esta rola vertical y una horizontal de rodillos de capacidad equivalente, se ve que la rola vertical lleva un motor impulsor más potente -- (18 HP en el primer caso y 15 HP en el segundo) esto se justifica por el hecho de que el trabajo es intermitente en la rola vertical mientras que en la otra es continuo. Esta -- desventaja queda ampliamente compensada por el hecho de que un mismo trabajo se hará en menor número de pasadas en la -- rola vertical de las requeridas al usar la rola horizontal de rodillos.

El programa P_3 sirve para determinar flechas y esfuerzos en los rodillos de las rolas. Aplicándolo a máquinas de diversos tamaños se concluye que, para las más grandes, son críticos los esfuerzos, es decir que para confeccionar sus rodillos se deberán usar materiales muy resistentes; para los rodillos de las rolas chicas más crítica es -- la flecha.

Algunos ingenieros jefes de planta opinan de que -- sería conveniente poder contar con una rola de corta longi-

REGIONAL DE INGENIERIA
PROCESOS TECNICOS
CENTRAL

tud pero para planchas gruesas, ejemplo 2 pies de ancho - por 1.1/4 pulgadas de espesor. Esta máquina, que debiera ser una rola vertical, curvaría estas planchas hasta diámetros relativamente cortos, como 8 pulgadas por ejemplo, lo que actualmente no puede hacerse.

Durante el desarrollo del capítulo 3, " Teoría sobre el rolado de planchas , pretendí usar gráficos " Es--- fuerzas vs. deformación obtenidos de ensayos ejecutados - en el laboratorio de la UNI; pero la pequeñez de los mismos (8 x 6 cm.) no me permitió llegar a ningún resultado práctico por lo que tuve que recurrir a gráficos y valores de esfuerzos que aparecen en los libros.

Al ejecutar la cimentación de la máquina deberá tenerse sumo cuidado de que la rola quede en perfecta posición vertical respecto al piso. Este último por su parte deberá ser bien plano. Estos requisitos son indispensables para obtener precisión en los trabajos.

El costo resultante, de US\$ 23,000 dólares, es razonable. He recibido una cotización por una rola horizontal - d capacidad similar que indica un precio de US\$ 24,000 dólares, aunque esta última es una máquina moderna, con controles númericos y otros aditamentos que la hacen muy versátil y fácil de operar.

Debe resaltarse la alta incidencia del costo del rodillo (más del 25% del costo total), y también el costo-

del equipamiento hidráulico (más del 25% del costo total) por el contrario, es muy visible también la poca incidencia del costo de la mano de obra así como el costo por uso de equipos de trabajo.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. FLINN RICHARD and TROJAN PAUL
Materiales de Ingeniería y sus Aplicaciones ", Mc --
Graw Hill, Bogotá, 1979.
2. TIMOSHENKO STEPHEN
Resistencia de materiales Tomo II, Edit. Espasa, -
Madrid, 1964.
3. CASE JOHN and CHILVER A.
Strength of materials and Structures ", Edward Arnold
London, 1971.
4. JOHNSON . and MELLOR P.B.
" Engineering Plasticity ", Van Nostrand Reinhold Co.-
Ltd, London, 1980.
5. TIMOSHENKO
Theory of Plates and Shells , Mc Graw Hill, Tokio,-
1959.
6. DIETER GEORGE
Metalurgia mecánica ", Edit. Aguilar, Madrid, 1967.
7. CONSTRADO
Steel Designers anual ", Granada Publishing Ltd,-
London, 1983.
8. TRADE and TECHNICAL PRESS LTD.
Hydraulic Handbook , Trade and Press Ltd, Morden -
(England), 1978.
9. ASOCIACION POTENCIA FLUIDICA
Tecnología Oleohidráulica Industrial , 2da. edición
Buenos Aires, 1980.

10. SPEER RAND, VICKERS D.
" Manual de Oleohidráulica Industrial ", Edit. Blume, 1979.
11. MARKS LIONEL S.
" anual del Ingeniero Mecánico de Marks ", Uteha, Méjico, 1979.
12. DUBBEL H.
Manual del constructor de máquinas , Edit. Labor, - Barcelona, 1975.
13. HICKS TYLER S.
anual práctico de cálculos de Ingeniería ", Edit. - Reverté, España, 1981.
14. SOKOLOV F. , USOV P.
" Mecánica Industrial , Edit. MIR, Moscú, 1977.
15. PARETO LUIS
Formulario de Tecnología Mecánica ", Edic. CEAC, Barcelona, 1980.
16. HORI ASANO JUAN
Esfuerzos y deformaciones ", UNI, Lima, 1977.
17. HORI ASANO JUAN
Diseño de elementos de máquinas ", UNI, Lima, 1980.
18. A.I.S.C.
Manual of Steel Construction ", A.I.S.C., U.S.A., -- 1980.
19. HALL A., HOLOWENCO A., LAUGHLIN H.
Diseño de máquinas ", Mc Graw Hill, Méjico, 1971.
20. CATALOGOS DIVERSOS
Rolas : Hugh Smith, A.B. Carbox, LVD, Lloyds, Davmar,

Scharringhausen, Branch, Grenen.

Aceros : Siderperú, Sandvik, Boehler, ASTM Standards, Assab.

Equipos hidráulicos : Rexroth, Vickers, Gates, Gaco,- Parker.

Equipos eléctricos : Delcrosa, Siemens, General Electric, Fuji, Telemecanique, Mikroma.