



621.73  
LAZ

# ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica  
y Ciencias de la Producción**

**“ DISEÑO DE SISTEMA DE CORTE AUTOMÁTICO  
EN EL PROCESO DE CONFORMADO  
DE PLANCHAS PARA CUBIERTAS ”**

**TESIS DE GRADO**

Previo a la obtención del Título de :

**INGENIERO MECANICO**



Presentada por :

**MARCOS ALBERTO LAZO GOMEZ**

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

2002

# AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento y profunda estima a :  
Xavier Legarda Ch. e Ing. Manuel Helguero  
por su invalorable guía y ayuda.

De igual manera a todas aquellas personas  
que brindaron su tiempo, asesoramiento y  
colaboraron moral o materialmente en la  
realización de esta Tesis, a quiénes quedo  
muy agradecido .



## **DEDICATORIA**

**À mis padres, quiénes me dieron las bases morales e intelectuales, y con su crítica constructiva y apoyo constante me guiaron ejemplarmente manteniéndome alerta y luchando para lograr mis propósitos y grandes objetivos.**

**A mi esposa, por su constante afecto, apoyo y paciencia.**

**A mi hermano, con su superación fue el aguijón perenne para el logro de esta meta .**

## TRIBUNAL DE GRADUACION



---

ING. MARIO PATIÑO A.  
SUBDECANO DE LA FIMCP



---

ING. MANUEL HELGUERO G.  
DIRECTOR DE TESIS



---

ING. EDMUNDO VILLACÍS M.  
VOCAL



---

ING. EDUARDO ORCES P.  
VOCAL



## DECLARACIÓN EXPRESA

" La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL "

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



---

MARCOS A. LAZO GOMEZ

## **RESUMEN**

### **DISEÑO DE SISTEMA DE CORTE AUTOMÁTICO EN EL PROCESO DE CONFORMADO DE PLANCHAS PARA CUBIERTAS**

Una de las líneas de producción de la compañía DIPAC es la fabricación de Paneles metálicos para techados y cubiertas que se procesan a partir de bobinas de láminas delgadas de acero galvanizado o de material Galvalume.

Analizando el proceso de fabricación de los paneles metálicos se detectó que el sistema actual de corte estático de los paneles implica accionar el motor, dar forma al panel a través del tren de conformado y detener bruscamente el motor para que las cuchillas realicen el corte de cada panel, este procedimiento de arranque y parada intermitente afecta considerablemente al motor y vuelve lento e ineficiente el sistema productivo de la máquina paneladora.

El objetivo de este trabajo de tesis es diseñar localmente un sistema de corte automático progresivo constituido básicamente por un carro que se desplaza hacia adelante al ser empujado por el panel, el cuál al llegar a su longitud total hasta una bandera tope, envía una señal y acciona el sistema hidráulico de corte, un pistón neumático se encarga de que el carro retroceda, el nuevo panel vuelve a empujar al carro y el ciclo productivo continúa sin que se detengan ni el motor ni el material de la bobina, logrando un proceso sin paradas de producción, ágil, continuo, y eficiente.

# INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN -----	VI
INDICE GENERAL -----	VII
ABREVIATURAS -----	X
SIMBOLOGIA -----	XI
INDICE DE FIGURAS -----	XIII
INDICE DE TABLAS -----	XIV
INDICE DE PLANOS -----	XV
INTRODUCCIÓN -----	XVI
I. TEORIA DEL PROCESO. -----	17
1.1. Mecánica de la conformación de los metales -----	17
1.1.1. Trabajo de deformación plástica -----	18
1.1.2. Criterios de formabilidad -----	29
1.1.3. La fricción en las operaciones de conformado -----	31
1.2. Deformación en frío de chapas delgadas -----	32
1.2.1. Teorías del conformado en frío -----	33
1.2.2. Par y Potencia -----	34
1.3. Paneles de Acero Galvalume y Galvanizados -----	37
1.3.1. Características, especificaciones técnicas, -----	37
y aplicaciones del material Galvalume -----	37
1.3.2. Características, especificaciones técnicas, -----	42
y aplicaciones del material Galvanizado -----	42

## II. PARTES CONSTITUTIVAS DEL PROCESO DE CONFORMADO

2.1. Parámetros que gobiernan el proceso -----	43
2.2. Máquina conformadora y sus secciones -----	46
2.2.1. El portabobina -----	46
2.2.2. El tren de conformado -----	46
2.3. Máquina cortadora estática -----	51
2.3.1. Descripción -----	51
2.3.2. Partes constitutivas -----	51

## III. DISEÑO DEL SISTEMA AUTOMATICO DE CORTE ----- 53

3.1. Diseño de los elementos mecánicos -----	58
3.1.1. Carro de corte -----	61
3.1.1.1. Base -----	63
3.1.1.2. Elementos de rodadura -----	69
3.1.1.3. Campana guía del émbolo de retorno -----	72
3.1.2. Bastidor para prensa de corte -----	72
3.1.2.1. Placa base -----	78
3.1.2.2. Columnas -----	78
3.1.2.3. Viga superior de amarre -----	83
3.1.2.4. Cartelas de rigidez -----	87
3.1.2.5. Pernos de sujeción -----	88



3.1.3. Bancada del sistema de corte -----	89
3.1.3.1. Base -----	90
3.1.3.2. Columnas guías -----	90
3.1.3.3. Placa superior desplazable -----	90
3.1.3.4 Sistema de acoplamiento con el cilindro hidráulico	91
3.1.3.5. Pernos de sujeción -----	91
3.1.4 Mesa de rodaje del carro de corte -----	92
3.1.4.1. Estructura -----	92
3.1.4.2. Rieles de rodadura -----	93
3.1.4.3. Base para acoplamiento con el cilindro neumático	95
3.1.4.4. Anclajes -----	96
3.2. Diseño y selección de los elementos hidráulicos -----	96
3.2.1. Cilindro hidráulico -----	97
3.2.2. Equipos de accionamiento : Bomba , válvulas , -----	
y accesorios -----	102
3.3. Diseño y selección de los elementos neumáticos -----	115
3.3.1. Cilindro neumático para retorno del carro -----	117
3.3.2. Equipos de accionamiento -----	118
IV. ANALISIS ECONOMICO -----	120
V. CONCLUSIONES -----	123
PLANOS -----	125
BIBLIOGRAFÍA -----	184

## ABREVIATURAS

Kg	kilogramo
cm	centímetro
mm	milímetro
m	metro
s	segundo
g	gramo
Al	aluminio
Z	cinc
Si	silicio
C	carbono
Mn	manganeso
P	fósforo
S	azufre
psi	lb / pulg <sup>2</sup>
M	mega
Pa	Pascal
KN	kilo Newton
N m	Newton metro
kg / cm <sup>2</sup>	kilogramo / centímetro <sup>2</sup>
N / m <sup>2</sup>	Newton / metro <sup>2</sup>
l	litros
gal	galones

## SIMBOLOGIA

<b>A</b>	área de una sección rectangular
<b>a</b>	brazo (radio) efectivo de momento en un cilindro conformador
<b>b</b>	ancho de una sección rectangular
<b>c</b>	altura media de una sección rectangular
<b>dA</b>	diferencial de área
<b>dx</b>	diferencial de distancia sobre eje x
<b>dy</b>	diferencial de distancia sobre eje y
<b>dz</b>	diferencial de distancia sobre eje z
<b>dF</b>	diferencial de fuerza cortante resistente
<b>D</b>	diámetro
<b>F</b>	fuerza
<b>f</b>	coeficiente de frotamiento
<b>h</b>	altura de una sección rectangular
<b>H</b>	resultante horizontal de fuerzas de compresión
<b>I</b>	inerencia de una sección
<b>M</b>	Momento
<b>M<sub>T</sub></b>	Par de conformado
<b>N</b>	número de revoluciones por minuto
<b>n</b>	eficiencia
<b>P</b>	Carga total de conformación
<b>Q</b>	Momento estático de área ; Caudal ; Calor
<b>S</b>	Esfuerzo cortante resultante
<b>T</b>	Torque
<b>tg</b>	Función tangente
<b>t</b>	espesor del fondo de cilindro
<b>V</b>	Fuerza cortante y Velocidad lineal
<b>W</b>	Trabajo
<b>w</b>	carga puntual sobre una viga o módulo resistente
<b>y</b>	distancia vertical del eje neutro a un elemento diferencial dy

$\theta$ (rad)	ángulo en radianes
$y_1$	altura o distancia de un punto al eje neutro.
$\tau_h$	esfuerzo cortante horizontal promedio
$\tau_v$	esfuerzo cortante vertical promedio
$V_r$	fuerza cortante resistente
$\tau$ (máx)	esfuerzo cortante máximo
$L_p$	longitud proyectada del arco de contacto de chapa y cilindro
$S_f$	deslizamiento hacia delante (medida de coeficiente de fricción)
$V_f$	velocidad lineal del panel
$S_{ut}$	esfuerzo o resistencia última a la tensión
$R_1$	Reacción en el punto 1
$L_e$	Longitud efectiva (columnas)
$C_c$	relación de esbeltez límite
$F_R$	factor de resistencia (pernos)
$F_u$	resistencia nominal (pernos)
$d_s$	diámetro de soldadura
$d_v$	diámetro del vástago
$L_2$	longitud de guía
$L_1$	altura del pistón
$H$	carrera útil
$\sigma_{adm}$	esfuerzo admisible
$P_p$	Potencia pérdida.
$P_m$	Potencia del motor
$M_T$	Par de conformado
$\gamma$	Deformación por cizallamiento
$\theta$	Deformación angular
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\sigma$	Esfuerzo normal
$\omega$	Velocidad angular rpm
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas



## INDICE DE FIGURAS

No.		Pág
1.1	Deformación por Cizallamiento -----	20
1.2	Esfuerzo resultante S sobre un plano diagonal a 45°-----	21
1.3	Secciones adyacentes (1) y (2) de una viga separadas una distancia dx -----	22
1.4	Tramo aislado de la viga en perspectiva -----	23
1.5	Esfuerzos cortantes horizontal y vertical -----	26
1.6	Esfuerzos cortantes que actúan sobre un elemento -----	27
1.7	Sección simétrica de área A -----	28
1.8	Esquema ilustrativo de un par de cilindros conformadores -----	35
3.1a	Cortante directo -----	55
3.1b	Cortante con flexión -----	55
3.2	Circulo de Mohr para torsión pura -----	56
3.3	Esquema general del funcionamiento del carro automático de corte -----	62
3.4	Fuerzas que actúan sobre la placa base -----	63
3.5	Placa base con atiesadores -----	65
3.6	Sección transversal de canal -----	66
3.7	Fuerzas que actúan sobre canal de prensachapas -----	75
3.8	Diagrama de cargas en las vigas -----	83
3.9	Corte al centro de la viga -----	84
3.10	Dimensiones del cilindro de doble efecto -----	98

## INDICE DE TABLAS

I	Valores de análisis químico y pruebas mecánicas.....	143
	realizados al material Galvalume y Galvanizado.....	
II	Datos experimentales de velocidad de paneles .....	144
	Galvalume de 0,35 mm.....	
III	Datos experimentales de velocidad de paneles .....	145
	Galvalume de 0,40 mm.....	
IV	Datos experimentales de velocidad de paneles .....	146
	Galvalume de 0,50 y 0,60 mm.....	
V	Datos experimentales de velocidad de paneles .....	147
	Galvanizados de 0,45 y 0,50 mm .....	
VI	Valores de presión en cada cilindro en función .....	148
	del diámetro del pistón.....	
VII	Valores de caudal que maneja la bomba hidráulica .....	149
VIII	Costo de la lista de elementos hidráulicos y accesorios.....	150
IX	Costo de materiales para tablero eléctrico general.....	151
X	Costo de la lista de elementos neumáticos y accesorios.....	152
XI	Costo de lista de acero para carro .....	153
XII	Costo de lista de acero para mesa .....	154
XIII	Diagrama de secuencias de operación de solenoides .....	155

## INDICE DE PLANOS

No.		Pág.
1	Sistema Hidráulico .....	125
2	Conjunto General.....	126
3	Sistema de corte .....	127
4	Sistema de prensado .....	128
5	Vista superior sistema de corte y prensado .....	129
6	Vista superior sujeción de cilindros neumáticos e hidráulicos .....	130
7	Placa base para columna IPE .....	131
8	Placa base para columna UPN .....	132
9	Placa base para carro de corte .....	133
10	Cuchillas .....	134
11	Rueda .....	135
12	Placas atiesadoras .....	136
13	Eje .....	137
14	Mesa de carro .....	138
15	Bastidor de sistema de corte .....	139
16	Placa base .....	140
17	Diagrama neumático .....	141

## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene como objetivo principal, demostrar que en nuestro país existen los medios y tecnología suficientes para el diseño y construcción de máquinas que automaticen y hagan más eficientes los procesos productivos en las fábricas e industrias ecuatorianas.

Mediante el diseño del sistema de corte automático en el proceso de conformado de planchas para cubiertas, se pretende incrementar la eficiencia de la máquina en relación a los volúmenes de producción de paneles, con el afán de eliminar o minimizar los tiempos muertos de la máquina paneladora, producto del sobrecalentamiento del motor eléctrico que se origina al arrancar y parar continuamente el motor para ejecutar el corte estático.

De acuerdo al trabajo desarrollado en esta Tesis que sumados a los estudios y análisis realizados sobre materiales y procesos de manufactura, nos permitirá la construcción local de máquinas en las que intervienen directamente la hidráulica y neumática.

# CAPITULO I

## I. TEORIA DEL PROCESO.

### 1.1. Mecánica de la conformación de los metales.

Las planchas para cubiertas o paneles metálicos se pueden definir como elementos cuya longitud y anchura son del mismo orden de magnitud (m), y cuyo espesor es considerablemente menor (mm), como las placas y membranas.

Se define como chapa a una banda laminar de acero, plana y rectangular con un ancho no inferior a 600 mm. Al analizar láminas delgadas que se comportan como placas se pueden introducir las siguientes hipótesis simplificadoras:

El espesor  $h$  de la placa es muy pequeño comparado con la longitud y la anchura.

Si el espesor no es constante, su grado de variación es pequeño.

Las deformaciones transversales son pequeñas comparadas con el espesor de la placa.

Los puntos de las líneas normales a la superficie media de la lámina antes de la deformación siguen estando en líneas normales a la superficie media, después de deformar.

Uno de los primeros objetivos de la investigación relativa a la conformación de los metales es llegar a expresar las fuerzas y las deformaciones implicadas en los procesos en el lenguaje matemático de la mecánica aplicada para poder predecir las fuerzas que se necesitan para obtener una forma determinada. En los procesos de conformación la fuerza se aplica a la superficie de la pieza que se trabaja y el metal fluye formando ángulo recto con la dirección de la fuerza de compresión. Al deformar los metales pasándolos entre los cilindros se somete el material a intensas tensiones de compresión, por el efecto de aplastamiento de los cilindros, y a tensiones superficiales de cizallamiento originadas por la fricción entre los cilindros y el metal.

### **1.1.1. Trabajo de deformación plástica.**

La deformación ocurre cuando se aplican fuerzas a un material. Las deformaciones son cambios de forma producidos por fuerzas o cargas externas que actúan sobre cuerpos no rígidos.

Las deformaciones son longitudinales y/o angulares : longitudinales si ocurre un alargamiento del cuerpo (+) o un acortamiento (-); y angulares ( $\gamma$ ), si ocurre un cambio de ángulo entre las caras.

Se llama deformación al valor de la elongación o cambio de longitud por unidad de longitud, y esfuerzo a la relación entre la fuerza por unidad de área; los esfuerzos son: de tensión (+) o de compresión (-), y tangencial o cortante.

Al inicio en el campo elástico la deformación es proporcional al esfuerzo y además reversible ya que luego de eliminar el esfuerzo la deformación desaparece.

A esfuerzos mayores ocurre un desplazamiento permanente entre los átomos dentro de un material, de modo que cuando los esfuerzos aplicados se eliminan la deformación no es reversible, y la llamamos deformación plástica.

Cuando un material se tensa por debajo de su límite elástico, la deformación resultante es temporal y la supresión del esfuerzo da como resultado un retorno gradual del objeto a sus dimensiones originales; pero cuando se tensa más allá de su límite elástico, tiene lugar una deformación permanente o plástica, y no regresará a su forma original por la sola aplicación de una fuerza.

Todas las operaciones de formado, como son cizallado, troquelado, prensado, laminado, rolado, forjado, estirado y extrusión, se relacionan con la deformación plástica. La figura 1.1 muestra la deformación producida por el cizallamiento puro de una cara de un cubo; el ángulo A que inicialmente era de  $90^\circ$  disminuye al aplicar una tensión cizallante en una pequeña cantidad  $\theta$ . La deformación cizallante  $\gamma$  es igual al desplazamiento  $a$  dividido por la distancia entre los planos  $h$ .

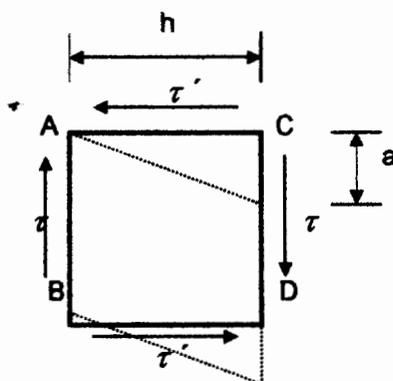


FIG. 1.1 Deformación por cizallamiento

La relación  $a/h$  es igual a la tangente del ángulo que ha girado el elemento. Cuando los ángulos son pequeños, son aproximadamente iguales la tangente de ese ángulo y el valor en radianes del ángulo; por ello las deformaciones de cizallamiento se expresan como ángulos de rotación.

$$\gamma = a / h = \operatorname{tg} \theta = \theta \text{ (rad)}$$

Los esfuerzos cortantes actúan tangencialmente a la superficie de contacto y no alteran la longitud de los lados del volumen elemental, modifican el ángulo formado por las caras y la longitud de la diagonal.

Siempre actúan juntos dos pares de esfuerzos cortantes, y sus intensidades son de igual magnitud sobre las cuatro caras de un elemento  $\tau = \tau'$

En presencia de un esfuerzo cortante puro sobre las caras exteriores, el esfuerzo resultante  $S$  sobre un plano diagonal a  $45^\circ$  es de tracción pura y sobre el otro plano diagonal es de compresión pura ;  $S = \tau = \tau'$

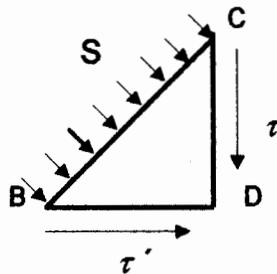


FIG.1.2 Esfuerzo resultante  $S$  sobre un plano diagonal a  $45^\circ$

Para deducir el esfuerzo cortante, consideremos dos secciones adyacentes (1) y (2) de una viga, separadas una distancia  $dx$  como indica la figura 1.3, y aislemos la parte rayada del elemento comprendido entre ellas. La figura 1.4 representa en perspectiva esta parte aislada. Supongamos que el momento flexionante en la sección (2) es mayor que en la sección (1), por lo que los esfuerzos normales también serán distintos,  $\sigma_2$  mayor que  $\sigma_1$ , y la resultante horizontal de las fuerzas de compresión en la sección (2) será mayor que la de la sección (1),  $H_2 > H_1$ . Esta diferencia entre  $H_2$  y  $H_1$  solo puede equilibrarse por la fuerza cortante resistente  $dF$  que actúe en la cara inferior del elemento aislado, ya que en las restantes caras de éste no actúa fuerza exterior alguna.

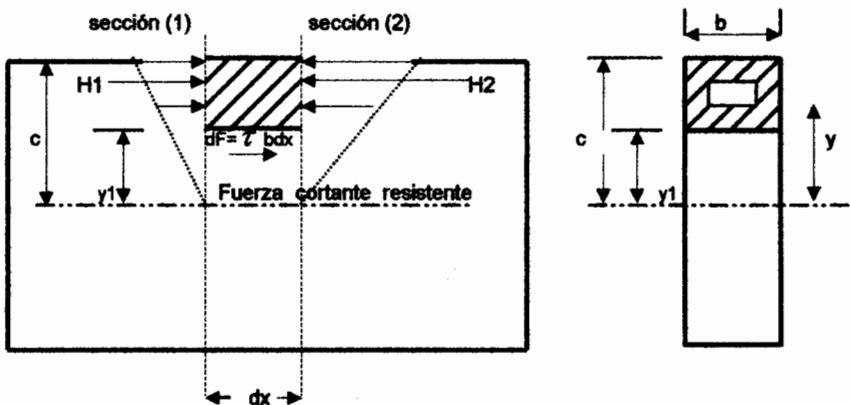


FIG. 1.3 Secciones adyacentes (1) y (2) de una viga separadas una distancia  $dx$

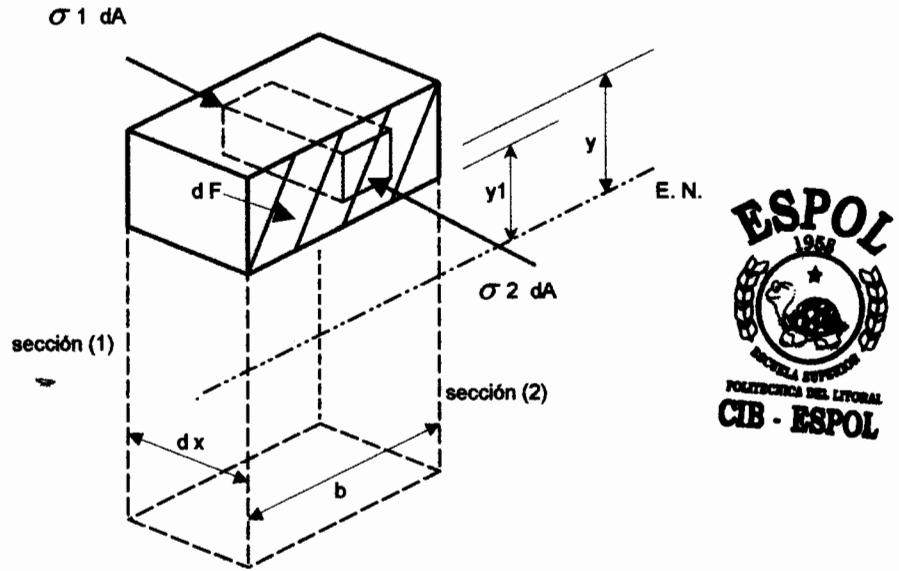


FIG. 1.4 Tramo aislado de la viga en perspectiva .

Como  $H_2 - H_1$  es la suma de la diferencia de las compresiones  $\sigma_2 dA$  y  $\sigma_1 dA$  que actúan en cada elemento diferencial contenido en el elemento aislado como se observa en la figura 1.4 , aplicando la condición de la estática  $\sum H = 0$  resulta ,

$$dF + H_1 - H_2 = 0$$

$$dF = H_2 - H_1$$

$$dF = \int_{y_1}^c \sigma_2 dA - \int_{y_1}^c \sigma_1 dA$$

Sustituyendo  $\sigma$  por su valor  $My/I$

$$dF = M_2/I \int_{y_1}^c y dA - M_1/I \int_{y_1}^c y dA$$

$$dF = (M_2 - M_1) / I \int_{y_1}^c y \, dA$$

de la figura 1.3, tenemos que la fuerza cortante resistente  $dF = \tau b \, dx$ , siendo  $\tau$  el esfuerzo cortante medio en el área diferencial de ancho  $b$  y longitud  $dx$ .

Ahora bien,  $M_2 - M_1$  representa el incremento diferencial de momento flexionante en la longitud  $dx$ , por lo que la relación anterior se puede escribir en la forma:

$$\tau = dM / I b \, dx \int_{y_1}^c y \, dA$$

como  $dM / dx = V$ , fuerza cortante vertical, el esfuerzo cortante horizontal viene dado por

$$\tau = V / I b \int_{y_1}^c y \, dA = (V / I b) A' y = (V / I b) Q \quad (1-1)$$

Se ha sustituido la integral  $\int_{y_1}^c y \, dA$ , que representa la suma de los momentos con respecto al eje neutro de las áreas diferenciales  $dA$ , por su equivalente  $A' y$ , o sea, el momento estático respecto de la línea neutra, del área parcial  $A'$  situada entre la paralela al eje

neutro a la altura  $y_1$  donde se va a calcular el esfuerzo cortante y el borde superior de la sección.

La distancia desde el eje neutro al centro de gravedad de  $A'$  es  $y$ . También se puede representar este momento estático de área por  $Q$ .

Podría llamar la atención el hecho que el término fuerza cortante vertical ( $V$ ) aparece en la fórmula del esfuerzo cortante horizontal ( $\tau_h$ ), sin embargo como ahora veremos, un esfuerzo cortante horizontal va siempre acompañado de otro vertical del mismo valor; es precisamente éste último representado en la figura 1.5, el que da lugar a la fuerza cortante resistente  $V_r = \int \tau \, dA$  que equilibra a la fuerza cortante vertical  $V$ .

Puesto que no resulta fácil calcular directamente  $\tau_{\text{vertical}}$  el problema se resuelve calculando el valor numéricamente igual de  $\tau_{\text{horizontal}}$ . Para demostrar la equivalencia de  $\tau_v$  y  $\tau_h$  consideremos sus efectos sobre un elemento diferencial que separaremos del resto de la viga en la figura 1.5.

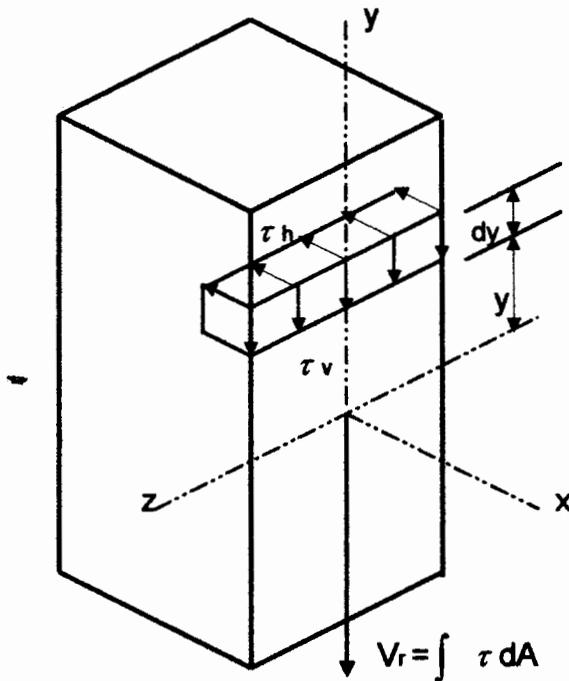


FIG. 1.5 Esfuerzos cortantes horizontal y vertical.

En la figura 1.6 a se representa una perspectiva de este elemento, y en la figura 1.6 b una vista lateral. Para el equilibrio horizontal del elemento, el esfuerzo cortante  $\tau_h$  en la cara inferior requiere otra igual en la cara superior, y las fuerzas a que dan lugar estos esfuerzos, figura 1.6 c, forman un par contrario al del reloj que requiere otro igual, pero en el mismo sentido del reloj, para conseguir el equilibrio de momentos. Las fuerzas de este par inducen el esfuerzo cortante  $\tau_v$  en las caras verticales del elemento, como se observa en la figura.

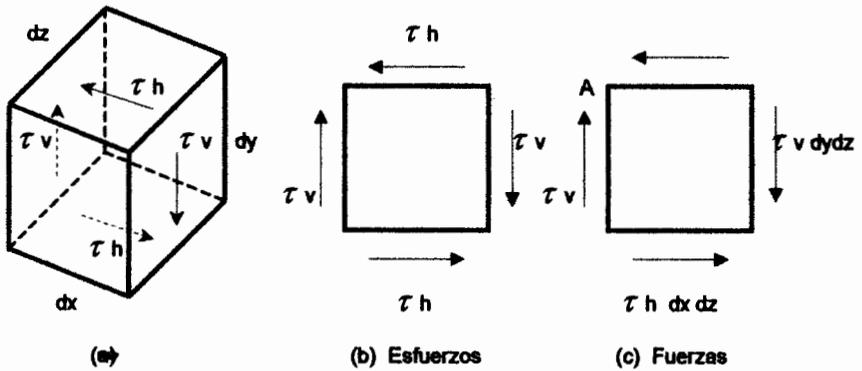


FIG.1.6 Esfuerzos cortantes que actúan sobre un elemento

Tomando momentos con respecto a un eje que pase por A (fig. 1.6 c) se obtiene  $(\tau_h dx dz) dy - (\tau_v dy dz) dx = 0$   
 Dividiendo entre  $dx dy dz$  resulta que los cortantes son

$$\tau_{\text{horizontal}} = \tau_{\text{vertical}} \quad (1-2)$$

deducimos entonces, que un esfuerzo cortante que actúa en la cara de un elemento va acompañado siempre de otro numéricamente igual en una cara perpendicular al primero. La distribución del esfuerzo cortante en una sección rectangular se puede obtener aplicando la ecuación (1-1) a la figura 1.7 que representa una sección simétrica de área A sobre la que actúa una fuerza cortante V que pasa por su centroide, entonces sí existe esfuerzo cortante puro,  $\tau = (V/A)$ , y permanece uniformemente distribuido sobre el área A.

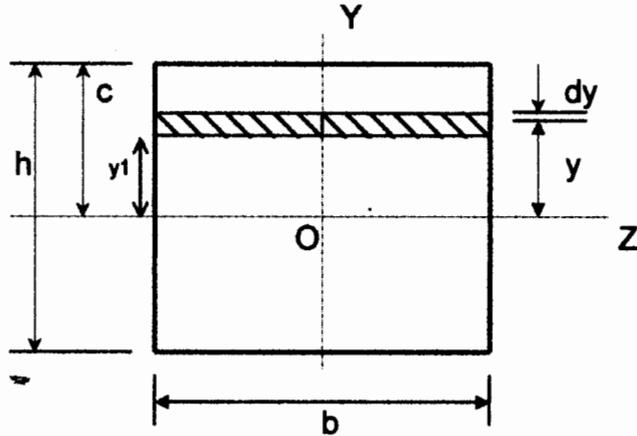


FIG. 1.7 Sección simétrica de área A

El esfuerzo cortante unitario paralelo a OZ en un punto situado a una distancia  $y_1$  del eje neutro es:

$$\tau = \left\{ \frac{V}{I b} \right\} \int_{y_1}^c y dA$$

Para una sección transversal rectangular de ancho  $b$  y altura  $h$ ,  $dA = b dy$  i  $c = h/2$

$$\tau = \left\{ \frac{V}{I b} \right\} \int_{y_1}^c y b dy$$

$$\tau = \left\{ \frac{V}{I b} \right\} b \left[ \frac{y^2}{2} \right] = \left\{ \frac{V}{2 I} \right\} \left[ \left( \frac{h^2}{4} \right) - y_1^2 \right]$$

El esfuerzo cortante varía parabólicamente a través de la sección rectangular, cuando  $y_1 = h/2$  el esfuerzo  $\tau = 0$  si  $y_1 = 0$  el esfuerzo cortante es máximo  $\tau_{\text{máx}} = Vh^2 / 8I$  en el caso de un rectángulo la inercia  $I = b h^3 / 12$

$$\tau_{(m\acute{a}x)} = (3/2) (V / bh) = (3V / 2A) \quad \text{para } y = 0$$

$$\tau_{(m\acute{a}x)} = 3V / 2A \quad (1-3)$$

En una sección rectangular el esfuerzo cortante es máximo en el eje neutro donde vale cero el esfuerzo normal debido a la flexión, y el esfuerzo cortante es nulo en la superficie exterior en la cuál el esfuerzo por flexión es máximo.

### 1.1.2. Criterios de formabilidad.

El éxito de una operación de conformado estriba en aplicar fuerzas suficientes para vencer la resistencia del metal a la deformación sin agotarle su ductilidad.

Existe cierto número de hipótesis generales que son comunes a todas las teorías de conformado y plasticidad:

- a) Se considera que el metal es continuo u homogéneo (las propiedades del material son uniformes), e isótropo que es aquel material cuyas propiedades son independientes de la orientación o dirección, esto es la resistencia a lo ancho y en el espesor son igual que a lo largo de la pieza.
- b) Se supone que los ejes principales de la tensión y deformación plásticas coinciden siempre.

- c) Los efectos del tiempo se desprecian normalmente.
- d) Para valores de tensión normales, una hipótesis es considerar que el volumen permanece constante.

En operaciones de conformación de la chapa, en las que unas regiones no deben deformarse, mientras otras se encuentran forzadas a adaptarse a una forma determinada, es necesario que el metal pueda deformarse sin que se produzcan deformaciones localizadas no deseadas.

En operaciones de conformado de chapas como plegado, perfilado con rodillos, y estampado el límite de formabilidad es la capacidad de la chapa para deformarse sin fractura.

Un ensayo para estimar la capacidad de conformación de la chapa es el ensayo de doblado, las muestras de chapa se doblan alrededor de radios progresivamente más pequeños hasta que se forman grietas en la cara de tensión (cara externa). El radio mínimo de doblado se toma como el más pequeño que puede emplearse sin agrietamiento, se lo expresa en múltiplos del espesor de la chapa, es decir un radio de doblado  $2T$  indica una chapa más dúctil que una de radio  $4T$ .

### 1.1.3. La fricción en las operaciones de conformado.

En la conformación de los metales es muy importante tomar en consideración las fuerzas de fricción engendradas entre la pieza que se trabaja y las herramientas, ya que aumentan materialmente la resistencia a la deformación, son muy difíciles de medir y constituyen el factor más incierto en el análisis de las operaciones de conformación.

La fricción entre la pieza y herramientas origina tensiones cizallantes a lo largo de las superficies en contacto. La relación entre la tensión cizallante  $\tau$ , la tensión normal ( $\sigma$ ) a la intercara entre pieza y herramienta y el coeficiente de frotamiento  $f$ , se expresa en general por la ley de Coulomb del frotamiento por resbalamiento :

$$\tau / \sigma = f \quad (1-4)$$

El valor del coeficiente de frotamiento depende del material que se trabaja, del material de las herramientas o matrices, de la rugosidad de sus superficies, del lubricante, de las velocidades de deformación y las temperaturas .

Los coeficientes de frotamiento más bajos son del orden de 0,01 a 0,05 estos valores se encuentran para velocidades elevadas, excelente lubricación y superficies bien

pulimentadas en las herramientas. Algunos valores típicos son  $f = 0,05$  para la laminación en frío del acero suave con lubricación abundante;  $f = 0,05$  a  $0,15$  para el estirado en frío y la embutición profunda del acero, el cobre y el latón empleando matrices con superficies pulimentadas duras y lubricantes eficaces. Un valor de  $f = 0,10$  es típico para el conformado y laminación en frío de la mayoría de los metales empleando cilindros pulimentados; pero si las superficies del cilindro solo tienen un acabado de rectificado es más frecuente un valor de  $f = 0,15$ .

## **1.2. Deformación en frío de chapas delgadas.**

El trabajo mecánico de los metales a temperatura ambiente, a fin de modificar su forma o tamaño, también los endurecerá, pero incrementará su resistencia a expensas de la ductilidad.

El trabajo en frío también puede resultar del proceso de rolado, en el cuál barras metálicas son laminadas de manera progresiva al ser pasadas entre rodillos, o a partir de cualquier operación que lleve al metal dúctil más allá del punto de fluencia para deformarlo de manera permanente.

El conformado de las chapas con rodillos es una operación especial de trabajo en frío en la que la chapa se pliega progresivamente para obtener perfiles estructurales y paneles para cubierta pasándolos a través de series de cilindros o rodillos accionados mecánicamente; este proceso de conformado con rodillos es adecuado para obtener paneles de gran longitud.

### **1.2.1. Teorías del conformado en frío.**

Básicamente una teoría de conformado debe expresar las fuerzas externas, tales como la carga y el par de laminación, en función de las condiciones geométricas de la deformación y las características de resistencia mecánica propias del metal que ha de conformarse.

Las ecuaciones diferenciales para el equilibrio de un elemento de volumen del material deformado entre los cilindros son comunes a todas las teorías de conformación y se basan en las siguientes hipótesis:

El arco de contacto es circular, y no existe deformación elástica de los cilindros.

El coeficiente de frotamiento es constante en todos los puntos del arco de contacto.

No hay ensanchamiento lateral, por lo que la conformación puede estudiarse como un problema de deformación plana.

Las secciones verticales se mantienen planas.

La velocidad periférica de los cilindros es constante.

La deformación elástica de la chapa es despreciable frente a la deformación plástica.

### **1.2.2. Par y Potencia.**

La energía se transmite al tren de conformado aplicando un par de fuerzas a los cilindros y manteniendo la chapa en tracción, esta energía se consume en cuatro formas:

- a) energía necesaria para deformar la chapa metálica.
- b) energía empleada en superar las fuerzas de fricción de los cojinetes.
- c) energía perdida en los engranajes y sistemas de transmisión.
- d) pérdidas eléctricas en los diversos motores y generadores.

También hay que considerar las pérdidas de energía en la bobinadora de desenrollar la lámina o chapa metálica.

La carga total de conformación se distribuye sobre el arco de contacto formando la conocida colina de presión sin embargo la carga total se puede suponer concentrada en un punto del arco de contacto situado a una distancia  $a$  de la línea de centros de los cilindros .

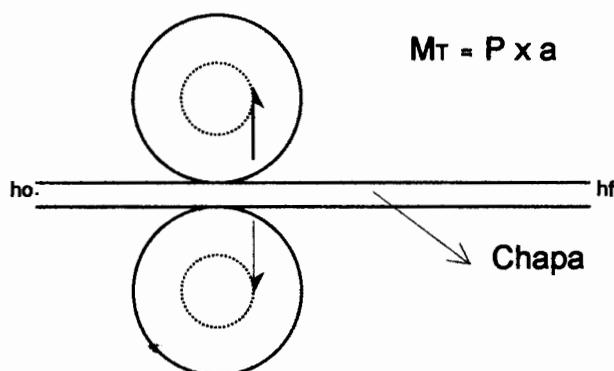


FIG. 1.8 Esquema ilustrativo de un par de cilindros conformadores.

Para calcular el par , el problema principal es determinar este brazo del momento, generalmente se supone que la relación del brazo  $a$  a la longitud proyectada ( $L_p$ ) del arco de contacto es :

$$\lambda = ( a / L_p ) = \{ a / [R (h_o - h_f)]^{1/2} \} \quad (1-5)$$

Para el conformado en frío se debe hacer una corrección por la variación elástica del radio de los cilindros desde  $R$  a

$R'$  . De acuerdo con Ford para introducir esta corrección se expresa  $\lambda$  en función de un parámetro experimental  $\lambda'$

$$\lambda = 0,5 (R / R')^{1/2} - (0,5 - \lambda') (R' / R)^{1/2} \quad (1-6)$$

en la que  $\lambda'$  tiene un valor de 0,43 para conformado en frío con cilindros de acabado mate y de 0,48 para cilindros con acabado liso. Con esta información se puede calcular el brazo del momento mediante la ecuación (1-5).

El par es igual a la carga total de conformación multiplicada por el brazo efectivo del momento, y como hay dos cilindros el par está dado por :

$$M_t = 2 P a \quad \text{kgm} \quad (1-7)$$

Durante una revolución del cilindro superior la carga de conformación  $P$  se desplaza a lo largo de una circunferencia de longitud  $2\pi a$  y puesto que los cilindros que trabajan son dos, el trabajo por revolución es :

$$\text{Trabajo} = 2 (2\pi a) P \quad \text{kgm} \quad (1-8)$$

Si el número de revoluciones por minuto es  $N$ , o sea,  $N / 60$  por segundo la potencia necesaria será de

$$W = 4 \pi a P N / 60 \quad \text{kgm / s} \quad (1-9)$$

y en caballos de vapor ( métricos )

$$W = 4 \pi a P N / 4500 \quad \text{HP} \quad (1-10)$$

La última ecuación expresa la potencia en caballos de vapor necesaria para deformar el metal a medida que fluye a través de la abertura entre los cilindros.

### **1.3. Paneles de Acero Galvalume y Galvanizados.**

#### **1.3.1. Características , especificaciones técnicas , y aplicaciones del material Galvalume.**

La chapa con recubrimiento de Aluminio y Zinc fue desarrollada por la firma americana Bethlehem Steel Corporation a mediados de la década de los sesenta. Se comenzó su producción en línea comercial en 1.972 en la planta de Sparrows Point de Bethlehem Steel y fue comercializada bajo el nombre de Galvalume, que es marca registrada de BIEC International, Inc.

Un creciente número de productores de acero han adquirido la licencia para producir Galvalume, ellos han creado en Europa su propio nombre comercial para el producto :

Aluzink, Aluzinc, Algaform, Zaluform, y Galvalume distribuidos en todo el mundo por 22 licenciarios en 17 países.

La fórmula óptima 55 % de Aluminio , 43.4 % de Zinc , y 1.6 % de Silicio, se obtuvo gracias a una extensa labor de investigación y experimentación; esta combinación es la que dio los mejores resultados tanto en protección global de la superficie contra corrosión, como en la protección catódica de los bordes de corte.

El recubrimiento con Al Zn Si, es la aplicación continua de un recubrimiento metálico que se hace sumergiendo en un baño de aleación fundida de aluminio, silicio y zinc productos planos de acero laminados. La composición nominal de la aleación debe ser 55 % Aluminio , 1.6 % de Silicio , y el resto de Zinc.

Las bobinas de Galvalume se fabrican y se comercializan en las siguientes formas y dimensiones :

Ancho :	600 a 1650 mm
Espesor :	0,25 a 2,00 mm
Diámetro interior de bobina :	508 y 610 mm
Peso de la bobina :	Las cifras varían 1.300 a 10.000 kg

La masa del revestimiento se indica con un número, por ej. 150 que significa 150 g / m<sup>2</sup> en total, en ambos lados, que corresponde a un espesor de recubrimiento de aproximadamente 20 micras en cada lado, sin embargo esta relación debe usarse solamente como una guía, porque la masa del recubrimiento oscila de 100 a 185 g / m<sup>2</sup>

La chapa Galvalume prepintada es un producto ideal para muchas aplicaciones de chapa pintada donde se necesita una resistencia superior a la corrosión atmosférica, tales como edificios prefabricados, paneles arquitecturales, paneles de granja y rancho, forros de paredes, cubiertas y otros elementos de construcción. También es conveniente para electrodomésticos y otros usos finales.

El espesor del revestimiento se regula en continuo. La composición del revestimiento asegura una excelente resistencia a la corrosión atmosférica. En el suelo y en el agua el comportamiento del aluzin es excelente. Este hecho ha sido ampliamente demostrado por las aplicaciones en la fabricación de tubos de drenaje, goteras y desagües en los EE.UU. La resistencia a la oxidación a temperaturas elevadas es excelente. Debido al alto contenido en aluminio del revestimiento, resiste sin

menor degradación hasta 315° C, y a temperaturas superiores de aproximadamente 700 ° C la resistencia sigue siendo elevada pero puede depender de su entorno; una de las ventajas del recubrimiento es su resistencia a los ambientes de lluvia ácida. El recubrimiento de Al - Z - Si es un recubrimiento sacrificial que protege las áreas de acero expuestas en todos los medios ambientales, como en las discontinuidades de recubrimiento o bordes cortados; debido a la durabilidad del recubrimiento, proporciona protección a los bordes durante largo tiempo.

En el caso de los espesores más finos típicamente usados en la construcción de cubiertas, el recubrimiento proporciona una excelente protección galvánica en los bordes cortados; no obstante puede aparecer óxido o manchas de oxidación en los espesores gruesos. La chapa Galvalume tiene excelente comportamiento en las pruebas de humedad, se lo ha confirmado como producto componente de instalaciones de aire acondicionado, de igual manera tiene una buena resistencia a la corrosión por agua estancada , la inspección de cubiertas de varios años de antigüedad ha confirmado este buen comportamiento en zonas en las que se producen charcos y estancamiento

de agua. Esta buena resistencia a la oxidación y su reflectividad explican la utilización del Galvalume en la fabricación de tubos de escape en la automoción.

El Galvalume refleja un porcentaje elevado del calor y luz incidentes, haciendo el papel de un verdadero escudo.

Los métodos habituales de soldadura por resistencia o de soldadura al arco son válidos para el Galvalume, se recomiendan electrodos con cabezales de tungsteno en la soldadura por puntos. La chapa Aluzin tiene una aptitud excelente para la pintura. Al igual que el galvanizado existen materiales y ambientes que pueden provocar corrosión en contacto con el Aluzin, por ello se recomienda sobre todo evitar el contacto con: plomo y cobre, aguas cargadas de sales de plomo y cobre, atmósferas o soluciones amoniacaes y hormigón húmedo.

En resumen, el aluzin resiste entre 2 y 6 veces mejor a la corrosión atmosférica que el acero galvanizado, asegura una protección catódica sobre bordes, resiste temperaturas hasta 315 °C sin oxidación ni decoloración, y posee una reflectividad muy elevada.



### **1.3.2. Características , especificaciones técnicas , y aplicaciones del material Galvanizado.**

La chapa galvanizada tiene múltiples aplicaciones :  
**construcción:** para cubiertas, cerramientos, vallas de protección, puertas, señales de tráfico y carteles, perfiles comerciales, conducciones, etc...

**automoción:** componentes de automóvil, soportes de parachoques, soportes del motor, carrocerías de autobús y camión, piezas de automóvil, etc...

También se utiliza para elementos frigoríficos, acondicionadores de aire, elementos de lavadoras, conducciones, protecciones, etc...

La galvanización es uno de los procesos más efectivos para proteger el acero frente a la corrosión atmosférica (su principal cometido), ya que el galvanizado no es más que revestir una banda de acero laminada en frío, por inmersión, en un baño de zinc fundido con otros elementos de adicción.

# CAPITULO II

## II. PARTES CONSTITUTIVAS DEL PROCESO DE CONFORMADO.

### 2.1. Parámetros que gobiernan el proceso.

Las variables que gobiernan el proceso de conformado son :

- a) El diámetro de los cilindros.
- b) La resistencia a la deformación del metal.
- c) La fricción entre los cilindros y el metal, y
- d) La presencia de tensiones de tracción hacia delante o atrás.

El aumento del diámetro de los cilindros acarrea aumento grande de la carga de conformación. Es más grande el área de contacto cuanto mayor es el diámetro de los cilindros, porque el área de contacto es proporcional a  $D^{1/2}$  por lo que para una presión dada, requerida para una conformación deseada aumentará la carga total de conformación con el diámetro de los cilindros.

La fricción entre el cilindro y el metal es muy importante en este proceso, no solo porque sea la fricción la que fuerza al metal a entrar entre los cilindros, sino porque afecta también a la magnitud y distribución de la presión del cilindro. La fricción elevada da lugar a grandes cargas de conformación, pero si la fricción es muy baja como ocurre en la conformación en frío con cilindros pulimentados y lubricados puede resultar difícil alimentar los rodillos con el material por falta de agarre.

La fricción varía de un punto a otro a lo largo del arco de contacto del cilindro, pero como es muy difícil medir esta distribución de la presión, todas las teorías admiten un coeficiente constante de frotamiento; sobre la base de esta hipótesis se pueden determinar los coeficientes de frotamiento a partir de la carga de conformación y del par. Si se aplica una tracción hacia atrás, progresivamente creciente hasta desplazar el punto neutro a la salida de los cilindros, la fricción solo actúa en una dirección.

Manteniendo constantes la velocidad de los cilindros y la reducción de espesor, el coeficiente de frotamiento  $f$  se puede calcular a partir de la carga total  $P$  y del par  $M_T$  mediante la ecuación :

$$f = M_T / PR \quad (2-1)$$

Otra forma de medir la fricción en la conformación se basa en determinar el deslizamiento hacia adelante  $S_f$

$$S_f = [(v_f - V) / V] \quad (2-2)$$

en donde  $v_f$  es la velocidad del metal que abandona a los cilindros y  $V$  es la velocidad lineal de la superficie de los cilindros.

En nuestro caso tenemos de datos experimentales que :

$$v_f = 0,5502 \text{ m/s}$$

$$V = 0,5702 \text{ m/s}$$

$$S_f = [(0,5502 - 0,5702) / 0,5702] = 0,035$$

$$S_f = 0,035$$

Se puede calcular un valor medio del coeficiente de fricción determinando el ángulo máximo de contacto para el que el metal es justamente mordido por los cilindros

$$f = \text{tg } \alpha \text{ max} \quad (2-3)$$

Los valores de  $f$  obtenidos por este método son algo más altos que valores determinados por los otros procedimientos.

## **2.2. Máquina conformadora y sus secciones.**

### **2.2.1. El portabobina.**

El desenrollador o portabobina no solo tiene la misión de alimentar al tren de conformado con el material, sino de mantener en caso necesario, una tensión hacia atrás o hacia adelante. El eje central del portabobina está a 1070 mm del piso. Tiene un diámetro interior de 500 mm y 1240 mm de longitud.

### **2.2.2. El tren de conformado.**

Se compone esencialmente de los cilindros, cojinetes adecuados, las columnas que lo soportan y un sistema de accionamiento para aplicar a los cilindros la fuerza motriz y controlar su velocidad. Las fuerzas que intervienen llegan fácilmente a los miles de kilogramos, por ello las máquinas conformadoras tienen una construcción muy robusta y poseen motores muy grandes para conseguir la potencia necesaria. A todo el conjunto es lo que propiamente puede llamarse tren de conformado y a cada grupo de rodillos conformadores se le suele llamar una caja.

El tren de conformado tiene catorce cajas, la distancia horizontal entre ejes de caja y caja es de 510 mm. La longitud total del tren de conformado es de 6630 mm y el largo de la mesa de conformado es de 7660 mm, las alturas medidas desde el piso hasta los ejes del primer y segundo tren de cilindros son de 800 mm y 950 mm respectivamente. La velocidad de los rodillos está convenientemente sincronizada para que los de cada caja tomen el panel a la misma velocidad con que sale de la caja anterior. El sistema conformador funciona con un motor eléctrico de 50 HP y 1765 rpm. Desde una polea de 190 mm de diámetro acoplada en el eje del motor, el movimiento giratorio del mismo es transmitido mediante 5 bandas hasta una polea de 330 mm de diámetro, la cuál a su vez transmite el movimiento hasta un mecanismo de cajas reductoras de velocidad.

A continuación se presentan datos y valores representativos de la máquina paneladora :

$$\omega_{1 \text{ motor}} = 1765 \text{ rpm}$$

$$r_{1 \text{ polea motor}} = 0,095 \text{ m}$$

$$r_{2 \text{ polea}} = 0,165 \text{ m}$$

$$V_1 = V_2$$

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2$$

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot (r_1 / r_2) = 1765 \text{ rpm} \cdot (0,095 \text{ m} / 0,165 \text{ m})$$

$$\omega_2 = 1016,2121 \text{ rpm}$$

Se realizó el siguiente trabajo experimental: se giró manualmente la polea mayor, para cuantificar el número de revoluciones que giraba dicha polea comparando con una revolución de los rodillos conformadores y se determinó que la polea gira 18 revoluciones cuando los rodillos giran una revolución.

$$\omega_2 = 18 \cdot \omega_{\text{rodillos}}$$

$$\omega_{\text{rodillos}} = (\omega_2 / 18) = (1016,2121 \text{ rpm} / 18)$$

$$\omega_{\text{rodillos}} = 56,456227 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\text{rodillos}} = 56,456227 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{\text{min}}{60 \text{ s}}$$

$$\omega_{\text{rodillos}} = 5,9090848 \text{ rad / s}$$

$$V = \omega_{\text{rodillos}} \times \text{radio}_{\text{rodillos}}$$

$$V = 5,9090848 \text{ rad / s} \times 0,095 \text{ m}$$

$$V = 0,5702 \text{ m / s}$$

Queda determinado el valor de la velocidad lineal de los rodillos.

Potencia de entrada = Potencia de salida

$$\omega_i \cdot T_i = \omega_o \cdot T_o$$

$$T_i / T_o = \omega_o / \omega_i$$

Potencia de entrada =  $\omega_i \cdot T_i$

$T_i = \text{Potencia de entrada} / \omega_i$

$$T_i = 50 \text{ H.P.} / 1016,2121 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \cdot \frac{\text{min}}{60 \text{ s}}$$

$$T_i = 50 \text{ H.P.} / 106,4143 \text{ rad/s}$$

$$T_i = (50 \text{ H.P.} / 106,4143 \text{ rad/s}) \times 745,7 \text{ W} / \text{H.P.}$$

$$T_i = 350,375842 \text{ Joule}$$

$$T_o = (\omega_i / \omega_o) \times T_i$$

$$T_o = (1016,2121 \text{ rpm} / 56,456227 \text{ rpm}) \times 350,3758 \text{ Joule}$$

$$T_o = 6306,764488 \text{ Joule}$$

$$\text{Pot}_i = \omega_i \times T_i$$

$$\text{Pot}_i = 106,4143 \text{ rad/s} \times 350,375842 \text{ W-s} \times 1 \text{ H.P.} / 745,7 \text{ W}$$

$$\text{Pot}_i = 50,00 \text{ H.P.}$$

$$\text{Pot}_o = \omega_o \cdot T_o$$

$$\text{Pot}_o = 5,909084 \text{ rad/s} \times 6306,764488 \text{ W-s} \times 1 \text{ H.P.} / 745,7 \text{ W}$$

$$\text{Pot}_o = 49,97613809 \text{ H.P.}$$

Eficiencia mecánica = Potencia salida / Potencia entrada

E.M. = 49,97613809 H.P / 50,000000 H.P.

E.M. = 99,95 %

Potencia entrada = Potencia salida + Pérdidas

Pérdidas = 50,00 H.P - 49,97613809 H.P

Pérdidas = 0,02386191 H.P.

Pérdidas = 0,047 %

$d_{\text{rodillos}} = 193 \text{ mm}$

$r_{\text{rodillos}} = 96,5 \text{ mm} = 0,0965 \text{ m}$

$T_o = 6306,764488 \text{ Joule}$

Torque = Fuerza x radio

Fuerza = Torque / radio

Fuerza = 6306,764488 N-m / 0,0965 m

Fuerza = 65.355,07 N

Fuerza = 6.668,88 kgf

Es la fuerza con la que avanza el panel.

## **2.3. Máquina cortadora estática.**

### **2.3.1. Descripción.**

El proceso actual de corte se lo realiza mediante cuchillas accionadas por un sistema neumático. La presión nominal del sistema es de 120 psi. La mesa de trabajo sobre la cuál se desplaza el panel está dividida y marcada longitudinalmente cada 100 mm, el operador determina por apreciación visual basado en las divisiones de la mesa la longitud requerida del panel, y pulsa la botonera que envía la señal de corte a la cuchilla accionada neumáticamente.

### **2.3.2. Partes constitutivas.**

El sistema de corte estático está asentado sobre una mesa metálica construída con tubería estructural de hierro. Una placa rígida de acero de 1585 mm de largo x 815 mm de ancho x 85 mm de espesor descansa sobre la mesa ; ésta es la placa base sobre la cuál está ensamblado el mecanismo de cuchillas de corte. En cada una de las cuatro esquinas de la placa se encuentran respectivamente columnas cilíndricas de 63,5 mm de diámetro y 800 mm de altura, que cumplen

la función de guías de deslizamiento de la placa que baja en el momento de realizar el corte del panel. Medidos desde la placa base, a los  $\frac{2}{5}$  de la altura de las columnas va una placa móvil de 1585 x 815 x 56 mm de espesor, y separada de ésta 25 mm hacia arriba existe otra placa fija de iguales dimensiones y de 62 mm de espesor. Entre ambas placas va un diafragma de 780 mm de diámetro, que se lo puede considerar como el diámetro o el área de un cilindro neumático. Interiormente sobre la placa base existen adicionalmente cuatro columnas de 50 mm de diámetro y 275 mm de altura, éstas columnas tienen la función de ser topes máximos que limitan la carrera de bajada de la placa móvil al descender para ejecutar el corte del panel. La cuchilla inferior va apernada a una placa de hierro de 1270 mm x 200 mm x 38 mm de espesor y permanece fija a la placa base, la cuchilla superior va apernada a una placa de hierro de 1270 mm x 200 mm x 55 mm de espesor, y es básicamente ~~esta~~ esta cuchilla la que accionada por el mecanismo neumático baja una carrera de 50 mm y ejecuta el corte del panel luego de lo cuál regresa a su posición original.

# CAPITULO III

## III. DISEÑO DEL SISTEMA AUTOMATICO DE CORTE.

El cizallado es la operación de corte del metal que se realiza mediante dos cuchillas, en una cizalla o tijera. En la operación una estrecha tira de metal se deforma plásticamente con tanta intensidad que llega a romperse en las superficies en contacto con las cuchillas. La fractura iniciada se propaga hacia el interior hasta producirse el corte completo. La profundidad hasta la que debe penetrar la cuchilla móvil para completar el cizallado está directamente relacionada con la ductilidad del metal. La penetración es solo una pequeña fracción del espesor en los materiales frágiles, pero en los muy dúctiles puede ser algo mayor.

El juego entre las cuchillas es una variable de importancia en las operaciones de cizalladura, cuando tiene el valor adecuado las grietas iniciadas se propagan a través del metal para juntarse en el centro del espesor y producir una superficie de fractura limpia.

Si el juego entre cuchillas es insuficiente la fractura es rasgada, y la energía necesaria para efectuar el corte es mayor que cuando el juego es correcto . Si el juego es excesivo hay más distorsión en el borde y también la energía será mayor ya que es necesario deformar plásticamente más volumen de metal antes de que se produzca la fractura, además cuando el juego es demasiado grande se producen con mucha facilidad rebabas o proyecciones agudas en el borde del corte. Si las cuchillas tienen los filos mellados aumenta la tendencia a producirse rebabas.

Si se desprecia la fricción, la fuerza requerida para cortar una chapa metálica es función de la longitud del corte, el espesor de la chapa y la resistencia al cizallamiento del metal.

Aunque no es nuestro caso pero en general , la fuerza de cizalladura puede disminuirse apreciablemente si el filo no ataca simultáneamente a toda la longitud del corte; empleando un filo inclinado, en bisel se consigue que el corte se produzca progresivamente en lugar de realizarse de una vez en toda su longitud, la inclinación del filo debe ser tal que el desnivel entre sus extremos sea igual al espesor de la chapa .

El cortante directo ocurre en situaciones donde no hay flexión presente. Las cizallas se diseñan para producir un cortante directo sobre el material que se está cortando, pero un par de hojas de mala calidad o desgastadas no cortarían bien (aún si están afiladas) si se permite una separación exagerada entre las dos en dirección perpendicular al movimiento de ellas.

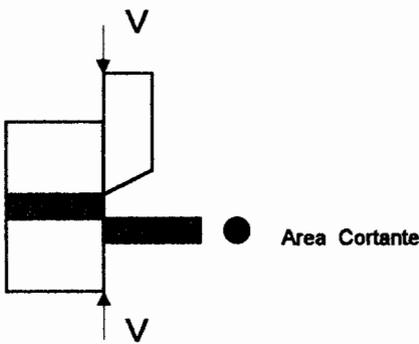


FIG. 3.1 a. Cortante Directo

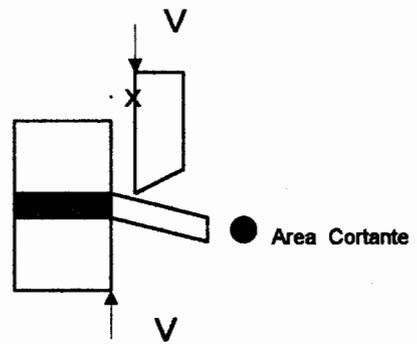


FIG. 3.1 b. Cortante con flexión

En la figura 3.1 a. la hoja de corte está pegada sobre las mordazas de la prensa o cuchillas que sujetan la pieza de trabajo así las dos fuerzas  $V$  actúan en un mismo plano y no crean par de torsión, esto proporciona la situación de cortante directo sin flexión. La figura 3.1 b. muestra la misma pieza de trabajo con una holgura ( $x$ ) entre la hoja de corte y las mordazas, esto crea un brazo de palanca que hace girar el par de fuerzas  $V$  en pareja y por lo tanto flexiona en vez de cortar directamente la pieza.

Si el espacio entre las dos hojas del cortante o superficies de corte se puede mantener cerca de cero, entonces es posible suponer un estado de cortante directo, y el esfuerzo promedio resultante sobre la cara del cortante se puede estimar a partir de :

$$\tau_{xy} = V / A_{\text{cortante}} \quad (3-1)$$

donde  $V$  es la carga o fuerza aplicada y  $A_{\text{cortante}}$  es el área que se está cortando, es decir el área de la sección transversal del corte. La hipótesis es que  $\tau_{xy}$  corresponde al esfuerzo cortante promedio que se distribuye uniformemente a través de la sección transversal.

Por una parte el ensayo de torsión conduce directamente a una curva de tensión cizallante en función de la deformación de cizallamiento, este tipo de curva es una fase más exacta para caracterizar el comportamiento plástico que una curva tensión - deformación determinada en un ensayo de tracción.

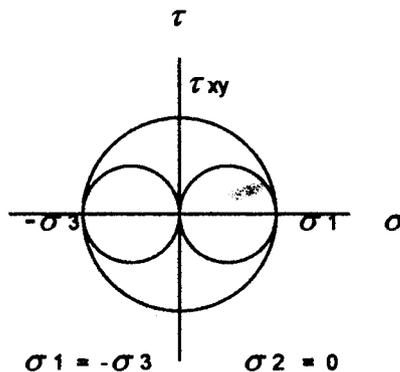


FIG. 3.2 Círculo de Mohr para torsión pura.

La prueba a torsión aplica lentamente a la pieza una carga a torsión pura, causando un esfuerzo cortante, en el círculo de Mohr también está presente un esfuerzo normal que resulta exactamente igual al esfuerzo cortante.

Según se aprecia en la figura 3.2 que presenta el círculo de Mohr para el estado de esfuerzos en una probeta de prueba a torsión, para el caso de cortante puro, según se determinó en cargas a torsión pura, los esfuerzos cortantes principales se pueden determinar a partir de los valores de los esfuerzos normales principales:

$$\tau_{13} = |\sigma_1 - \sigma_3| / 2$$

$$\tau_{21} = |\sigma_2 - \sigma_1| / 2$$

$$\tau_{32} = |\sigma_3 - \sigma_2| / 2$$

si consideramos que  $\sigma_1 = -\sigma_3$  y  $\sigma_2 = 0$ ;

$$\tau_{13} = |\sigma_1 - (-\sigma_3)| / 2$$

$$\tau_{13} = |\sigma_1 - (-\sigma_1)| / 2$$

$$\tau_{13} = 2\sigma_1 / 2 = \sigma_1$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sigma_1 \tag{3.2}$$

Según la ecuación 3.2 el valor del esfuerzo normal ( $\sigma_1$ ) que corresponde al valor de la resistencia última a la tensión es equivalente al valor del esfuerzo cortante máximo ( $\tau_{\text{máx}}$ ).

### 3.1. Diseño de los elementos mecánicos.

Aunque los materiales dúctiles se fracturarán si se esfuerzan estáticamente más allá de su resistencia máxima a la tensión, en piezas de maquinaria generalmente se considera que su falla ocurre cuando se deforma o cede bajo carga estática. En las listas de empaque, de las pruebas y análisis químico del material se tiene que el porcentaje de Carbono oscila entre 0,041 a 0,060 y se establece que es un acero SAE 1006 que responde a una composición química en porcentaje de :

C	Mn	P	S
0,080 max	0,40 máx	0,040 max	0,050 max

Al multiplicar el ancho de las bandas por el espesor de las mismas, se calcula las áreas transversales de las planchas sometidas a cortante y tenemos los siguientes valores :

$$A_{0,30} = 1,22 \text{ m} \times 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 3,66 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{0,35} = 1,22 \text{ m} \times 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 4,27 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{0,40} = 1,22 \text{ m} \times 4,0 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 4,88 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{0,45} = 1,22 \text{ m} \times 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 5,49 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{0,50} = 1,22 \text{ m} \times 5,0 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 6,10 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{0,60} = 1,22 \text{ m} \times 6,0 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 7,32 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_{0,70} = 1,22 \text{ m} \times 7,0 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 8,54 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

En el cálculo de la fuerza necesaria para cizallamiento de paneles se tomó como referencia los datos de las listas de empaque y los resultados de pruebas mecánicas que el proveedor realiza, se consideraron valores de límite máximo de resistencia a la tensión.

Para bobinas de material galvalum y galvanizado, los valores registrados de resistencia última o resistencia máxima a la tensión  $S_{ut}$  para espesores de 0,30 a 0,70 mm, se manejan en un rango de 405 MPa a 477 MPa, estableciéndose dentro de un universo de 40 datos un valor promedio de 437,50 MPa .

Si el valor promedio establecido de 437,50 MPa lo multiplico por un factor de seguridad de 1,20 entonces  $S_{ut} = 525$  MPa

Si el mayor valor registrado de 477,273 MPa lo multiplico por un factor de seguridad de 1,10 entonces  $S_{ut} = 525$  MPa

se han establecido factores de seguridad de tan solo un 10 y 20 % porque estamos manejando valores con magnitudes en el orden de Mega Pascales.

			F.S.	=	Sut
Sut promedio	437,500 MPa	x	1,20	=	525 MPa
Sut mayor	477,273 MPa	x	1,10	=	525 MPa

El valor de la resistencia máxima a la tensión  $S_{ut} = 525 \text{ MPa}$  es un esfuerzo normal que es equivalente al valor del esfuerzo cortante  $\tau_{xy}$ , tal como se analizó según el círculo de Mohr y la ecuación 3-2.

Consideremos un panel de máximo espesor  $e = 0,70 \text{ mm}$

$$A_{\text{cortante}} = \text{ancho}_{\text{panel}} \times \text{espesor}_{\text{panel}}$$

$$A_{\text{cortante}} = 1,22 \text{ m} \times 7 \text{ E} - 4 \text{ m}$$

$$A_{\text{cortante}} = 8,54 \text{ E} - 4 \text{ m}^2$$

Para un elemento de sección transversal rectangular, como en el caso de un panel tenemos de acuerdo a la ecuación (1-3) que el esfuerzo cortante viene dado por:

$$\tau_{xy} = (3/2) (V/A_{\text{cortante}})$$

$$V = (2/3) \times \tau_{xy} \times A_{\text{cortante}}$$

$$V = (0,6666666667) (525 \text{ MPa}) (8,54 \text{ E} - 4 \text{ m}^2)$$

$$V = 298.900 \text{ N}$$

La fuerza que se requiere para cortar un panel de 0,70 mm de espesor es de 298.900 N, redondeando este valor se considera para efectos de cálculos que la fuerza de corte necesaria es de  $V = 300 \text{ KN}$ .

### 3.1.1. Carro de corte.

A continuación se detalla la secuencia del funcionamiento del carro automático de corte :

La chapa metálica avanza a través de los cilindros del tren de conformado adoptando la forma de panel para cubierta. Al salir del último paso del tren de conformado el panel ingresa y avanza a través del bastidor prensachapa (3) y a través del bastidor de las cuchillas de corte (2) y sigue su avance hasta obtener la longitud de panel deseada. El panel topa un microswitch (5) , que se encuentra en la mesa de salida, éste le envía una señal al prensachapas (3) cuyos pistones bajan y presan al panel, en este momento el carro empieza a viajar con la misma velocidad y fuerza que avanza el panel; cuando (3) presó el panel, envía una señal a la cuchilla de corte (2) para que baje y corte el panel, una vez cortado el panel envía una señal a (2) para que suba la cuchilla, la cuchilla arriba envía una señal a (3) para que suba y desprese al panel, cuando (3) está arriba envía una señal a (4) que es un cilindro neumático que empuja y regresa el carro hacia la izquierda.

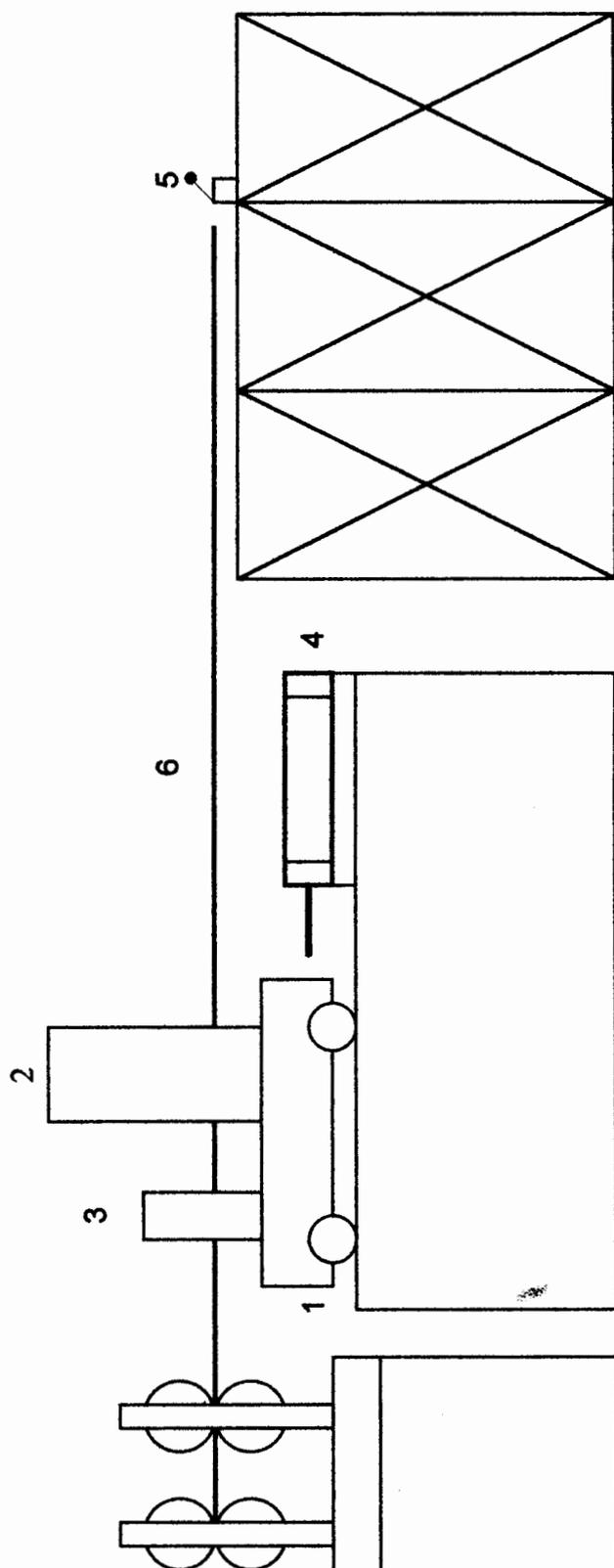


Fig. 3.3 Esquema general del funcionamiento del carro automático de corte.

### 3.1.1.1. Base.

Para calcular las dimensiones de la placa base, se considera a la misma como una viga que soporta dos cargas puntuales de 150 KN cada una y separadas entre sí una distancia de 635 mm. La base del carro de corte es una placa de acero A36 de 1700 mm de largo x 560 mm de ancho y cuyo espesor se debe determinar .

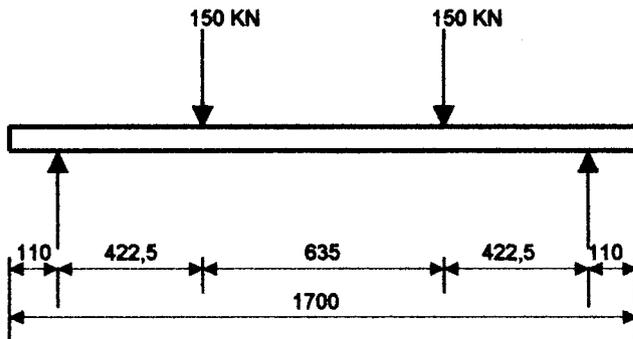


FIG. 3.4 Fuerzas que actúan sobre la placa base.

Determino la magnitud del momento cuyo valor es máximo en el tramo comprendido entre las dos fuerzas actuantes.

$$M = F \times a = 150000 \text{ N} \times 0,4225 \text{ m}$$

$$M = 63.375 \text{ N m}$$

De acuerdo a la fórmula de la flexión y para una viga de sección transversal rectangular :

$$\sigma = M c / I \quad \text{donde : } c = h / 2 \quad \text{e } I = bh^3 / 12$$

$$\sigma = 6M / bh^2$$

$$h^2 = 6M / b\sigma$$

$$h^2 = 6 (63.375 \text{ Nm}) / (0,56 \text{ m}) ( 165474168 \text{ N/m}^2)$$

$$h = 6,4058 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$h = 64,05 \text{ mm}$$

Con los cálculos efectuados se ha determinado que la placa debería tener un espesor de 64,05 mm , sin embargo para efectos que el carro de corte sea lo más liviano posible con el objetivo de minimizar fuerzas de rozamiento y facilitar el libre desplazamiento del mismo, se diseña la placa base con un espesor de 20 mm y abajo de la misma se colocan y sueldan platinas como atiesadores que le proporcionen esbeltez y rigidez. En la parte inferior de la placa base de 20 mm se sueldan dos platinas de 560 x 110 x 20 mm a las cuales van apernadas respectivamente dos chumaceras de pared por las que pasan los ejes que llevan las cuatro ruedas, adicionalmente cuatro

platinas triangulares de 25 mm de espesor con lados de 100 x 110 x 148,6 mm y dos platinas rectangulares de 1460 x 110 x 25 mm, son colocadas como aparecen en los planos y soldadas bajo la placa, cumpliendo también la función de atiesadores, de tal forma que se puede considerar que la fuerza de corte está uniformemente distribuida a lo largo del alma de un canal de 1460 mm de longitud, y cuyas dimensiones son :

alma 160 mm	espesor del alma 20 mm
alas 130 mm	espesor de alas 25 mm

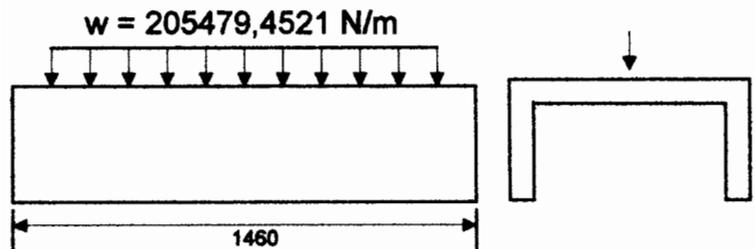


FIG. 3.5 Placa base con atiesadores.

Se considera al canal como una viga simplemente apoyada que soporta la carga de 300 KN en un tramo de 1460 mm y se la puede considerar uniformemente distribuida de 205,47 KN /m , donde

$$R_1 = R_2 = (w l) / 2$$

$$R_1 = (205479,45 \text{ N/m}) \times (1,46 \text{ m}) / 2 = 150.000 \text{ N}$$

El valor del cortante viene determinado por :

$$V = (w l / 2) - wx$$

$$\text{Para } x = 0 \quad V = (w l / 2) = R_1$$

$$V = 150.000 \text{ N}$$

El momento es máximo en el centro de la viga cuando  $x = l / 2$  y su valor está determinado por :

$$M = (w x / 2) (l - x) \quad \text{para } x = l/2 = 0,73 \text{ m}$$

$$M = (205479 \text{ N/m} \cdot 0,73 \text{ m} / 2) (1,46 - 0,73 \text{ m})$$

$$M = 54.750 \text{ N m}$$

Determino el momento de Inercia  $I$  de la sección transversal del canal, considerando la diferencia entre el rectángulo exterior total menos el cuadrado interior de sección vacía.

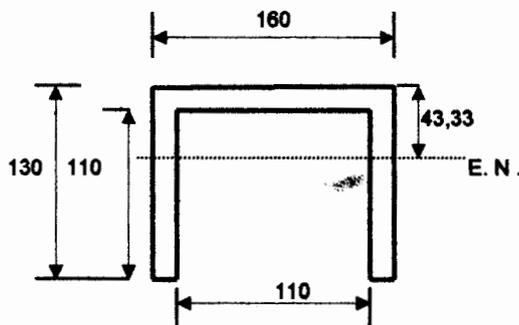


FIG. 3.6 Sección transversal de canal.

$$I = bh^3/12 - bh^3/12$$

$$I = 160(130)^3/12 - 110(110)^3/12$$

$$I = 29293333 - 12200833$$

$$I = 1,70925 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

El momento flexionante que puede soportar la viga

$$M = \sigma I / y$$

y es la distancia desde el eje neutro hasta el punto superior del alma del canal, el eje neutro se encuentra a 2/3 de un extremo ó a 1/3 del otro extremo, de tal forma que  $y = 130 / 3 = 43,33 \text{ mm}$

$$M = 165474,16 \text{ KN/m}^2 \times 1,70925 \times 10^{-5} \text{ m}^4 / 4,33 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$M = 65.270 \text{ N m}$$

Se estableció que el valor del momento en el centro de la viga es de 54.750 N m , y la viga puede soportar un momento flexionante de hasta 65.270 N m ; por tanto con estos datos quedan ratificadas como válidas las dimensiones de las platinas atiesadoras que se colocan bajo la placa.

Los pistones neumáticos del sistema prensachapa ejercen cada uno una fuerza de 2125,74 N, este valor representa tan solo el 1,4 % con respecto a



las fuerzas de 150 KN de c/u de los pistones hidráulicos , su influencia es mínima y no se incluyó el efecto de éstas fuerzas en los cálculos que determinaron el espesor de la placa base .

Para trabajos de soldadura manuales han de utilizarse electrodos E7018 que producen metal de aportación con esfuerzos mínimos de fluencia de  $3700 \text{ kg / cm}^2$  y de ruptura en tensión de  $4900 \text{ kg / cm}^2$  son compatibles con el acero A36 cuyos esfuerzos mínimos especificados de fluencia y ruptura en tensión son de  $2530$  y  $4080 \text{ kg / cm}^2$

Para soldar atiesadores a la placa se utiliza el tipo de soldadura de filete y la unión será en T , el tamaño de soldadura es determinado por la más gruesa de las partes unidas, pero no es necesario que exceda el grueso de la parte más delgada, para espesores de la parte más gruesa mayor que  $19,1 \text{ mm}$  el tamaño mínimo de filete es de  $7,9 \text{ mm}$

Sobre esta placa se encuentra apernada la base de la cuchilla inferior estática , y constituye la base de soporte para las placas bases de las dos columnas .

### 3.1.1.2. Elementos de rodadura.

Las ruedas se fabrican con acero ASSAB 7210 pues es un acero para cementación, las ruedas requieren una superficie dura y un núcleo tenaz ; el diámetro exterior es 90 mm y el diámetro de superficie de rodadura es 80 mm, el diámetro interior es de 16 mm en el cuál se aloja el eje. Las ruedas tienen un ancho total de 70 mm , pero el ancho de la superficie de rodadura es de 40 mm

Para efectos de cálculo del diámetro de los ejes se establecen las siguientes hipótesis:

El peso del eje es despreciable; el eje está sostenido por cojinetes autoalineantes en sus extremos, por ello se lo considera como una viga simplemente apoyada y que las cargas y reacciones en los cojinetes son fuerzas concentradas, además se considera que el esfuerzo normal por flexión gobierna el diseño.

Los ejes de las ruedas se fabricarán con acero de transmisión AISI 1045 con una resistencia a la tracción de 72 000 000 kgf / m<sup>2</sup>

De acuerdo con las hipótesis consideradas, utilizo la ecuación del esfuerzo por flexión :

$$\sigma = Mc / I = \{ M / (I / c) \}$$

el módulo de sección para un eje circular macizo es:

$$I / c = \pi d^3 / 32 = 0,0982 d^3$$

El momento flexionante máximo es :

$$M = F \times d$$

$$M = 750 \text{ kg} / 4 \times (0,065 \text{ m}) \times 9,8 \text{ N} / 1 \text{ kgf} =$$

$$M = 119,4375 \text{ N m}$$

Luego empleando la ecuación y reemplazando :

$$\sigma = \{ M / (0,0982 d^3) \}$$

si se sustituye  $\sigma = 72\,000\,000 \text{ kgf} / \text{m}^2$  se tiene :

$$\sigma = 72\,000\,000 \text{ kgf} / \text{m}^2 \times 9,8 \text{ N} / 1 \text{ kgf} =$$

$$\sigma = 705,6 \text{ MN} / \text{m}^2$$

$$d = \sqrt[3]{M / (0,0982) \times (705600000 \text{ N} / \text{m}^2)}$$

$$d = \sqrt[3]{119,437 \text{ Nm} / (0,0982) \times (705600000 \text{ N} / \text{m}^2)}$$

$$d = 0,01199 \text{ m} = 11,99 \text{ mm}$$

Por seguridad selecciono el  $d = 15,875 \text{ mm}$  como diámetro adecuado para los ejes de las ruedas.

En cada una de las dos placas rectangulares de 560 x 110 x 20 mm , se deben practicar dos agujeros tipo ojo chino de 30 mm de diámetro y 60 mm de largo, con la finalidad de tener suficiente holgura para el montaje de los dos ejes, cuatro chumaceras y cuatro ruedas.

La distancia horizontal de centro a centro entre los ejes de las ruedas es de 435 mm ; y sus puntos centrales distan 62,5 mm respectivamente de cada extremo ( izquierdo y derecho ) de la placa ; los centros de las perforaciones están localizados a 78 mm del filo de la parte superior de la placa y a 32 mm del filo inferior de la misma .

Elegí cuatro chumaceras de pared para ejes de 1 " de diámetro y con sistema de sujeción mediante dos pernos de 7/16 " marca Seal Master RFT - 16E.

Nótese que los ejes entre las chumaceras tienen un diámetro de 1 " (25,4 mm) , que progresivamente se va reduciendo hasta alojarse en los agujeros de las ruedas donde el diámetro final es 5/8" (15,8 mm)

### **3.1.1.3. Campana guía del émbolo de retorno.**

En la cara frontal del carro de corte y debajo de la placa base se suelda verticalmente una pequeña placa cuadrada de 110 x 110 x 15 mm de espesor, reforzada con placas triángulo, sobre ésta placa se suelda un pequeño tubo metálico de hierro negro de diámetro exterior 100 mm y 50 mm de largo, cuya única función es hacer las veces de campana guía receptora del vástago del pistón neumático, que luego del corte del panel empuja el carro hacia la izquierda y lo obliga a volver a su posición inicial.

### **3.1.2. Bastidor para prensa de corte.**

Atrás del bastidor para prensa de corte con cuchillas existe un sistema prensachapa cuya función principal es sujetar al panel durante su avance, para evitar deslizamientos y desalineamientos que afecten el correcto corte del mismo. Básicamente se compone de dos columnas cortas de acero perfil UPN 100 x 50 x 6 x 228 mm de longitud; al alma de cada columna va adosada pared con pared una pista corredera de material teflón de forma U de 70 x 50 x 20 mm sobre la que se desplaza el mecanismo prensachapa; las

pistas correderas se sujetan al alma del canal UPN mediante 18 tornillos de 6 mm de diámetro x 12 mm de largo. En la parte superior amarrando las dos columnas tenemos un canal U de 100 x 50 x 6 x 1300 mm que lo considero como una viga simplemente apoyada, este canal soporta dos cargas puntuales provocadas por los cilindros neumáticos del prensachapa.

Las columnas del prensachapa es decir los canales UPN de 100 x 50 x 6 x 228 mm se comportan como columnas cortas ( $L_e/r < 10$ )

$$L_e/r = 22,8 \text{ cm} / 3,91 \text{ cm} = 5,83 < 10$$

El sistema del prensachapa consta de dos cilindros neumáticos de 70 mm de diámetro del émbolo alimentados con una presión de 80 psi

$$A = \pi d^2 / 4 = \pi (2,7559)^2 / 4$$

$$A = 5,9651 \text{ pulg}^2$$

$$F = P \times A$$

$$F = 80 \text{ lb/pulg}^2 \times 5,9651 \text{ pulg}^2$$

$$F = 477,2088786 \text{ lb}$$

$$F = 216,9131 \text{ kg} = 2125,7486 \text{ N}$$

Es la fuerza que ejerce cada pistón; y la fuerza que soporta cada columna corta. T.H. Johnson presenta un método empírico que ajusta una recta a valores medios de series de numerosos ensayos obtenidos graficando los valores de  $P/A$  (cuando se va a producir la rotura por pandeo) en función de los valores correspondientes de  $L/r$

$$P/A = \sigma - C(L/r)$$

donde  $\sigma$  es la ordenada en el origen ( para  $L/r = 0$  ) y  $C$  es la pendiente de la recta.

$$P/A = 330 - 1,45 (L/r) \quad \text{MPa}$$

si la ecuación se divide entre el coeficiente de seguridad 3

$$P/A = 110 - 0,483 (L/r) = 110 - 0,483 (22,8 \text{ cm} / 3,91 \text{ cm})$$

$$P/A = 110 - 2,81$$

$$P/A = 107,18 \text{ MPa}$$

$$P = 107,18 \text{ Mpa} \times 1,35 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P = 144.693 \text{ N}$$

Es el valor de la fuerza que puede soportar cada columna, y sólo tenemos fuerzas de 2125,74 N, entonces las columnas soportan ampliamente las fuerzas indicadas.

El canal 100 x50x6x1300 mm que va en la parte superior del sistema prensachapa, se comporta como una viga sometida

a las fuerzas verticales de reacción una vez que actúan los pistones, y a las reacciones en los extremos.

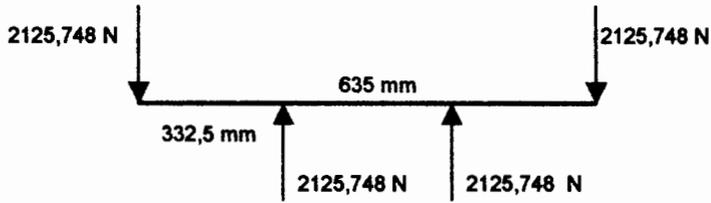


FIG. 3.7 Fuerzas que actúan sobre canal de prensachapas.

$$M = F \times d$$

$$M = 2125,748 \text{ N} \times 0,3325 \text{ m}$$

$$M = 706,8114 \text{ N m}$$

$$\sigma = M c / I$$

$$I / c = M / \sigma$$

$$I / c = 706,8114 \text{ Nm} / 165474168 \text{ N/m}^2$$

$$I / c = 4,27 \text{ cm}^3$$

De tablas de valores estáticos el canal U 100 x 50 x 6 tiene módulos resistentes  $w_x = 31,05 \text{ cm}^3$  y  $w_y = 7,24 \text{ cm}^3$  en este caso la viga o canal U de 1300 mm tiene un módulo resistente  $w = 4,27 \text{ cm}^3$  con lo que queda demostrado que el canal seleccionado sí es el adecuado.

En lo referente al mecanismo del prensachapa, el panel metálico es prensado por dos mordazas, que tienen la

misma geometría del panel y son semejantes a las cuchillas de corte, con la particularidad que no se colocan como cizallas, sino que se alinea la mordaza superior sobre la mordaza inferior de tal forma que sus superficies planas de 30 mm de ancho presen correctamente al panel.

La mordaza inferior se sujeta a la placa base mediante dos ángulos 40 x 4 mm x 1,10 m de longitud cada uno, mediante pernos Allen de 8 mm de diámetro x 16 mm de largo la mordaza superior se sostiene mediante dos sujetadores en forma de canal como se observa en los planos y mediante 4 pernos Allen de 12 mm de diámetro x 60 mm ; los sujetadores se roscan a los vástagos de los pistones.

La fuerza de los cilindros neumáticos  $F = 216,913 \text{ kg}$  ( $2125,748 \text{ N}$ ) debe ser mayor que la fuerza de fricción en el carro, es decir entre las cuatro ruedas y las pistas.

La resistencia de fricción en el movimiento por rodadura es mucho menor que en el movimiento por deslizamiento, el coeficiente de fricción por rodadura es  $f_r = P / L$  donde  $L$  es la carga y  $P$  es la resistencia por fricción .  $P$  es inversamente proporcional al radio  $r$  de la rueda  $P = (k / r) L$  si se da  $r$  en pulgadas los valores de  $k$  son :

acero duro pulido / acero duro pulido	$k = 0,0002$ a $0,0004$
superficies bien acabadas y limpias	$k = 0,0005$ a $0,001$
superficies cubiertas con sedimento	$k = 0,003$ a $0,005$
superficies herrumbrosas	$k = 0,005$ a $0,01$

$$L = 750 \text{ kg}$$

$$r = 40 \text{ mm} = 1,57 \text{ pulg}$$

$$F_f = \mu N$$

$$P = (k/r) L$$

$$P = (0,01 / 1,57) 750 \text{ kg}$$

$$P = (0,00636) 750 \text{ kg}$$

$$P = 4,77 \text{ kg}$$

$$F_{\text{fricción}} = f_r \times N = 0,00636 \times 750 \text{ kg}$$

$$F_{\text{fricción}} = 4,77 \text{ kg}$$

La fuerza de fricción entre las cuatro ruedas y los rieles de rodadura es de apenas 4,77 kg, nótese que este valor es sumamente bajo y que el carro no ofrece resistencia significativa al movimiento.

### **3.1.2.1. Placa base.**

Sobre la base principal del carro de corte existen cuatro placas bases pequeñas :  
dos de 280 mm x 190 mm x 15 mm de espesor,  
dos de 200 mm x 150 mm x 15 mm de espesor,  
las dos primeras tienen seis perforaciones y las otras dos tienen cuatro perforaciones, todas de 17,5 mm de diámetro necesarias para sujetar cada una de las placas pequeñas a la placa base principal, respectivamente mediante seis y cuatro pernos de 15,87 mm de diámetro , con tuercas y arandelas de presión.

A las dos placas mayores se sueldan los perfiles IPN que son las columnas del bastidor del sistema de corte , y a las dos placas menores se sueldan los canales UPN 100 x 50 x 6 .

### **3.1.2.2. Columnas.**

La fuerza de 300 KN necesaria para cortar un panel y ejercida por dos cilindros hidráulicos es soportada por las dos columnas, entonces cada una soporta

$V_{0,70} / 2 = 150 \text{ KN}$ . El esfuerzo en una columna de longitud intermedia puede considerarse en parte debido a compresión (tensión) y en parte debido a flexión, se debe determinar un perfil que soporte una carga axial de tensión de 150 KN con longitud de 0,628 m según especificaciones de AISC con  $\sigma_{PC} = F_y = 248,21 \text{ MPa}$  (36.000 psi)

Ya que tanto el área como el radio de giro mínimo  $r$  son desconocidos, y no se puede establecer una relación conveniente entre ambos, la selección del perfil tiene que hacerse por ensayo y error.

- 1) Se asume un esfuerzo de trabajo.
- 2) Se calcula el área requerida
- 3) Escojo un perfil ligero según el área calculada.
- 4) Para este perfil se calcula la carga admisible, si esta carga es igual o ligeramente mayor que la carga aplicada el perfil seleccionado es el adecuado. Si la carga admisible es menor que la aplicada, debe buscarse un perfil más robusto y repetirse el procedimiento.

La relación (  $L / r$  ) se llama esbeltez mecánica o razón de esbeltez, como una columna cargada axialmente tiende a pandearse respecto del eje I mínimo, para hallar la esbeltez de una columna se divide la longitud equivalente o efectiva entre el radio de giro mínimo de la sección recta (  $L_e / r$  )

Si la esbeltez mecánica < a la relación de esbeltez límite (  $L_e / r$  ) <  $C_c$  el AISC especifica la fórmula parabólica para columnas de longitud intermedia :

$$\sigma_T = \{ [ 1 - ((L_e/r)^2 / 2 C_c^2) ] \times \sigma_{PC} / FS \}$$

Donde el factor de seguridad FS está dado por

$$FS = 5 / 3 + 3(L_e/r) / 8 C_c - (L_e/r)^3 / 8 C_c^3$$

Para aceros con  $\sigma_{PC} = 248,21$  MPa la relación

$$\text{de esbeltez límite es: } C_c = \sqrt{ (2\pi^2 E / \sigma_{PC}) }$$

$$C_c = \sqrt{ (2\pi^2 (200 \times 10^9 / 248,21 \times 10^6) ) = }$$

$$C_c = 126$$

Primero asumo un esfuerzo de trabajo inicial de 70 % del esfuerzo y para una esbeltez mecánica  $L / r = 0$  tenemos que :

$$FS = 5 / 3 + 3(L_e/r) / 8 C_c - (L_e/r)^3 / 8 C_c^3$$

$$FS = 5 / 3 = 1,67$$

$$\sigma_T = \{ [ 1 - ( (L_e/r)^2 / 2 C_c^2 ) ] \times \sigma_{PC} / FS \}$$

$$\sigma_T = \{ [ 1 - ( (0)^2 / 2 C_c^2 ) ] \times \sigma_{PC} / FS \}$$

$$\sigma_T = \{ \sigma_{PC} / FS \} = \{ 248,21 \text{ MPa} / 5/3 \}$$

$$\sigma_T = \{ 148,93 \text{ MPa} \}$$

Se asume un esfuerzo inicial de 0,70 (148,93 MPa)

$$\sigma_{T_0} = 104,25 \text{ MPa}$$

entonces el área requerida es :

$$A = P / \sigma_{T_0} = 150 \text{ KN} / 104,25 \text{ MPa} = 0,001438 \text{ m}^2$$

$$A = 14,388 \text{ cm}^2$$

Con el valor de  $A = 14,38 \text{ cm}^2$ , elijo de las tablas de acero el perfil IPE de  $160 \times 82 \times 5,0$  con un área de  $20,1 \text{ cm}^2$  y un radio de giro  $r = 1,84 \text{ cm}$

Para las condiciones de sujeción de las columnas, es decir un extremo empotrado y el otro libre, el valor recomendado por la AISC para la longitud efectiva es  $L_e = 2,4 L$  ( véase Tabla 4-7 ref. 11 ).

De lo anterior tenemos que el valor de la esbeltez mecánica viene dado por :

$$(L_e/r) = (2,4 L / r) = (2,4 \times 62,8 \text{ cm} / 1,84 \text{ cm}) = 81,91$$

$$(L_e / r) < C_c$$

$$81,91 < 126$$

La esbeltez mecánica es menor a la esbeltez límite, comprobada esta desigualdad, se puede usar con certeza de la AISC la fórmula parabólica para columnas de longitud intermedia

$$FS = 5/3 + 3(L_e/r) / 8 C_c - (L_e/r)^3 / 8 C_c^3$$

$$FS = 5/3 + 3(2.4 * 0,628 / 0,0184) / 8(126) - (L_e/r)^3 / 8 C_c^3$$

$$FS = 1,6666 + 0,24378 - 0,03434 = 1,87604$$

$$FS = 1,87604$$

$$\sigma_T = \{ [ 1 - ((L_e/r)^2 / 2 C_c^2) ] \times \sigma_{PC} / FS \}$$

$$\sigma_T = \{ [ 1 - ((81.913)^2 / 2 * 126^2) ] \times 248,21 \text{ E } 6 / 1,87604 \}$$

$$\sigma_T = \{ [ 1 - 0,211317 ] \times 248,21 \text{ E } 6 / 1,87604 \}$$

$$\sigma_T = 104,34 \text{ MPa}$$

$$P = \sigma A$$

$$P = (104,34 \text{ MPa} \times 0,002010 \text{ m}^2)$$

$$P = 209.738,14 \text{ N.}$$

La carga admisible para ésta sección IPE 160 x 82 x 5 es de 209,73 KN la cuál resiste perfectamente los 150 KN en cada columna, pero sobredimensiono el diseño estructural y escojo el perfil IPE 180 x 91 x 5,3 que soporta hasta 266,5 KN

### 3.1.2.3. Viga superior de amarre.

Este es el caso de vigas doblemente empotradas, la fuerza total de 300 KN se reparte uniformemente ; cada viga soporta 150 KN que se descomponen en 2 cargas concentradas iguales de 75 KN aplicadas en los puntos A y B que actúan a igual distancia (0.3775 m) de ambos extremos de las mismas .

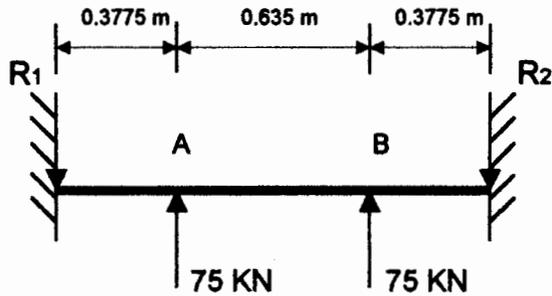


FIG. 3.8 Diagrama de cargas en las vigas.

De la tabla 7-2 de la referencia 14, para determinar valores de momentos de empotramiento y como las cargas sobre cada viga son de igual magnitud y están colocadas simétricamente tenemos que :

$$M_1 = (F_1 a b^2 / L^2) + (F_2 a b^2 / L^2)$$

$$M_1 = ((75.000 \text{ N})(0,3775 \text{ m})(1,0125\text{m})^2 / 1,39^2) + ((75.000 \text{ N})(1,0125\text{m})(0,3775\text{m})^2 / 1,39^2)$$

$$M_1 = 15.022,37 + 5.600,93 = 20.623,30 \text{ N m}$$

Por simetría de fuerzas tenemos que los momentos flexionantes son iguales en ambos empotramientos:

$$M_1 = M_2 = 20.623,30 \text{ N} \cdot \text{m} .$$

Para calcular el valor del Momento flector en el centro de la viga donde  $x = 0,695 \text{ m}$  :

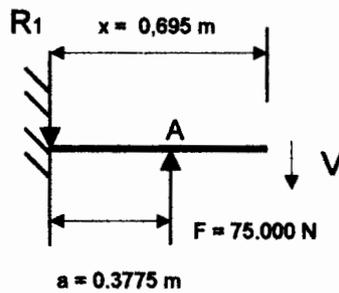


FIG. 3.9 Corte al centro de la viga.

$$M = \int V dx = + M_1(x - 0)^0 - R_1(x - 0)^1 + F(x - a)^1$$

$$M = 20623,3(x)^0 - 75000 (0,695) + 75000 (0,695-0,3775)$$

$$M = + 20.623,30 - 52.125,0 + 23.812,50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M = - 7.689,20 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

La magnitud del momento en el centro de la viga es menor que el valor del momento en los extremos.

El esfuerzo de flexión máximo ocurre en las fibras exteriores ya sea superior o inferior de la viga y se expresa de la forma :

$$\sigma_{adm} = M c / I$$

$$\text{donde } c = h/2 \quad \text{e } I_x = b h^3 / 12$$

$$\sigma_{\text{adm}} = (M h/2) / (b h^3 / 12) = 6 M / b h^2$$

$$h = \sqrt{6 M / b \sigma_{\text{adm}}}$$

En la determinación de esfuerzos admisibles, se ha observado que en varios materiales el límite de proporcionalidad está próximo a la mitad del valor del esfuerzo último; el límite de proporcionalidad es menor al punto de fluencia ; y el esfuerzo admisible está próximo al 66,66 % del límite de fluencia ( $\sigma_y$ ) ó el 45,45 % del esfuerzo último a la tensión ( $\sigma_{ut}$ )

$$\sigma_{\text{adm}} = \sigma_y / 1,5 \qquad \sigma_{\text{adm}} = \sigma_{ut} / 2,2$$

Para un acero A36

$$\sigma_y = 36000 \text{ lb/pulg}^2 * 6894,75 = 248,211 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 248,211 \text{ MPa} / 1,5$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 165,474 \text{ MPa}$$

Sustituyendo este valor de esfuerzo admisible en la fórmula para calcular h tenemos :

$$h = \sqrt{6 M / b \sigma_{\text{adm}}}$$

$$h = \sqrt{6(20623,3) / (0,015) \times 165,474 \times 10^6}$$

$$h = \sqrt{(46135,20 / 248211,252)} \text{ m}^2$$

$$h = 0,2232 \text{ m} = 22,32 \text{ cm}$$

El cálculo de altura de la placa es de 22,32 cm pero diseño placas de 28,00 cm de altura.

La inercia de la sección transversal de la viga con respecto al eje neutro es  $I = bh^3 / 12$

$$I = (0,015 \text{ m}) \times (0,28 \text{ m})^3 / 12 = 2,74 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

De la tabla 7-2 de la referencia 14 tenemos que el valor de la deflexión en el centro de la viga es :

$$E I y = \sum P b^2 (3L - 4b) / 48$$

$$E I y = (75) (0,3775)^2 (3 \times 1,39 - 4 \times 0,3775) / 48 + \\ (75) (0,3775)^2 (3 \times 1,39 - 4 \times 0,3775) / 48$$

$$E I y = 1,184 \text{ KN m}^3$$

$$(200 \times 10^9) (2,74 \times 10^{-5}) y = 1,184 \times 10^3$$

$$y = 2,16 \times 10^{-4} \text{ m} = 0,216 \text{ mm}$$

La altura de las vigas se calculó en 22,32 cm y físicamente tienen 28 cm y la deflexión de las mismas es de tan solo 0,216 mm, con esto aseguro que la placa portadora prácticamente no asuma esfuerzo alguno, y el espesor queda a libre criterio considerando factores únicamente constructivos.

#### **3.1.2.4. Cartelas de rigidez.**

Los pistones hidráulicos se ubican interiormente entre las vigas superiores de amarre , éstos se sujetan a las mismas mediante unas placas cuadradas de 180 x 180 x 15 mm de espesor que se sueldan horizontalmente entre las dos vigas en la parte inferior de las mismas ; a cada cilindro en el exterior de las camisas se le suelda una brida y mediante pernos se lo acopla a la placa base horizontal antes mencionada.

En 3.1.2.3 se determinó que la altura de las vigas debe ser 22,32 cm, a cada lado de cada pistón se colocan verticalmente dos placas de 180 x 250 x 15 mm de espesor, las placas verticales se sueldan a las vigas y a la placas cuadradas que sujetan los cilindros, a éstas placas las llamamos cartelas de rigidez y junto con las vigas de amarre son las que absorben los efectos de las fuerzas ejercidas por los pistones. Cada brida se sujeta a la placa base por medio de cuatro pernos Allen de 15 mm de diámetro x 30 mm de largo.

### 3.1.2.5. Pernos de sujeción.

Los pernos que unen las placas base de las columnas a la placa base del carro trabajan a tensión. La resistencia de diseño de pernos que trabajen en tensión, es igual al producto del factor de resistencia  $F_R$ , por el área nominal  $A$  de la sección transversal sometida al esfuerzo de tensión, y por la resistencia nominal que corresponde a esta parte del vástago  $F_u$ .

$$R = F_R A F_u$$

De la tabla 14-1 de la referencia 11 tenemos que para pernos de 15,87 mm de diámetro con 11 hilos por pulgada el área que soporta el esfuerzo de tensión es de 145,806 mm<sup>2</sup> (0,2260 pulg<sup>2</sup>). El factor de resistencia es 0,75 y la resistencia nominal del perno es 6330 kg/cm<sup>2</sup>

$$R = F_R A F_u$$

$$R = (0,75) (1,458 \text{ cm}^2) (6330 \text{ kg/cm}^2)$$

$$R = 6922,15 \text{ kg}$$

Los doce pernos que trabajan en tensión directa soportan la fuerza de 300 KN ó 30612,24 kg. Cada perno soportará  $30612,24 / 12 = 2551,02$  kg y los pernos seleccionados en base al diseño soportan hasta 6922,15 kg .

Para pernos de 15,87 mm de diámetro (5/8" ) , la distancia mínima del centro de un agujero estándar al borde de la parte conectada, al borde laminado de perfiles, placas o bordes cortados con soplete es 22,2 mm ; en nuestro caso todas las distancias desde el centro de agujeros hasta los bordes son superiores al valor señalado.



### 3.1.3. Bancada del sistema de corte.

El corte de los paneles se lo ejecuta por medio de dos cuchillas : una fija en la parte inferior y otra desplazable en la parte superior. Las cuchillas tienen 1100 mm de largo 20 mm de ancho y 85 mm de altura ; éstas cuchillas poseen la geometría propia del panel , es decir que tienen cinco ondas altas y cuatro ondas pequeñas.

### **3.1.3.1. Base.**

La cuchilla de corte inferior va apernada a una placa de acero de 1270 mm de largo x 200 mm de ancho x 38 mm de espesor, como opera el sistema actual, y ésta base de la cuchilla va soldada a la placa del carro.

### **3.1.3.2. Columnas guías.**

En los extremos de la placa de la cuchilla se erigen cuatro columnas cilíndricas de 36 mm de diámetro x 105 mm de altura , que son columnas directrices para la placa superior desplazable.

### **3.1.3.3. Placa superior desplazable.**

La placa superior tiene 1270 mm de largo x 200 mm de ancho x 55 mm de espesor en la cual va apernada la cuchilla superior, la placa baja 50 mm, al descender la cuchilla ejecuta la acción de cizallamiento del panel; a ésta placa superior en los extremos van adosados cuatro cilindros directrices de 67 mm de diámetro exterior x 38 mm de diámetro interior y 50 mm de altura, éstos permiten

que la placa y cuchilla superior se desplacen sin desviaciones en la carrera de descenso de 50 mm a lo largo de las columnas.

#### **3.1.3.4. Sistema de acoplamiento con el cilindro hidráulico.**

Los cilindros hidráulicos se acoplan a la placa de 1270 x 200 x 55 mm que sostiene a la cuchilla superior por medio de dos bridas circulares de 150 mm de diámetro x 25 mm de altura .

Estas bridas van roscadas a cada uno de los vástagos de los cilindros hidráulicos, y se sujetan a la placa superior como se detalla a continuación .

#### **3.1.3.5. Pernos de sujeción.**

Del cálculo realizado en 3.1.2.5 se determinó que pernos de 15,87 mm de diámetro con 11 hilos / pulg soportan hasta 6.922,15 kg de fuerza.

Cada cilindro se sujetará a la placa portacuchilla a través de las bridas mediante cuatro pernos Allen de 15,87 mm de diámetro x 50 mm de largo.

Los ocho pernos que trabajan en tensión directa soportan la fuerza de 300 KN ó 30612,24 kg. cada perno soportará  $30612,24 / 8 = 3.826,53$  kg. valor que no excede la resistencia de los mismos .

### **3.1.4. Mesa de rodaje del carro de corte.**

#### **3.1.4.1. Estructura.**

La mesa de rodaje se construye con paredes de placas de hierro de 8 mm de espesor. Se emplean dos planchas de 620 x 1685 mm y dos planchas de 620 x 2250 mm, las cuatro planchas se las suelda entre sí y se forma un cajón rectangular que finalmente se lo suelda a una placa de 14 mm que es el fondo o la base de la mesa; en las esquinas se sueldan triángulos rigidizadores. La mesa no lleva ninguna placa en la parte superior. Dentro de las cuatro paredes de la mesa y asentado sobre la placa base de la misma se ubica el tanque de aceite hidráulico, sobre la tapa del tanque se coloca una base o placa sobre la que se monta el motor eléctrico y la bomba respectiva .

### **3.1.4.2. Rieles de rodadura.**

Las rieles de rodadura son dos varillas cuadradas de acero ASSAB 760 (AISI C 1045) de 38,1 mm de lado y 2,20 m de longitud cada una; es un acero al carbono con buena resistencia mecánica que está destinado para usarse en su estado de suministro.

Las varillas descansan sobre ángulos de hierro de 63,5 mm de ala x 8 mm de espesor. Estas varillas se sujetan a los ángulos mediante pernos máquina cabeza hexagonal de 12 mm de diámetro y 38 mm de largo. Las varillas cuadradas se perforan cada 27 cm a lo largo del lado que asienta sobre el ala del ángulo, se les practica agujeros para pernos de 12 mm de diámetro y 30 mm de profundidad, luego se hace la rosca con los machuelos respectivos.

Las rieles cuadradas soportan una carga de 750 kg que corresponde al peso propio del carro de corte ; cada riel soporta 375 Kg que se reparten en dos fuerzas puntuales de 187,5 Kg y se transmiten a la riel a través de las ruedas.

Procedo al cálculo de las rieles, y considero la fuerza de 375 kg (3675 N) como una carga puntual que actúa al centro de la riel. El valor de cada una de las reacciones es  $F = 1.837,5 \text{ N}$

$$M = F \times d = 1.837,5 \text{ N} \times 1,10 \text{ m}$$

$$M = 2021,25 \text{ N m}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = M c / I$$

$$\sigma_{\text{adm}} = (M h/2) / (b h^3 / 12) = 6 M / b h^2$$

$$h = \sqrt{6 M / b \sigma_{\text{adm}}}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 640 \text{ MN} / \text{m}^2$$

$$h = \sqrt{6 (2021,25) / (0,038) (640000000)}$$

$$h = 0,02233 \text{ m} = 22,33 \text{ mm.}$$

Como las rieles de sección transversal cuadrada tienen 38,1 mm de lado, cumplen correctamente las exigencias de cálculo matemático.

Cada ángulo se sujeta a las paredes de la mesa con 9 pernos máquina cabeza y tuercas hexagonal de 12 mm de diámetro y 30 mm de largo, separados cada 27 cm. Los 375 Kg sobre cada riel son soportados por los 9 pernos, es decir que cada uno absorbe 41,66 kg

$$\tau = V / A_{\text{perno}}$$

$$\tau = 41,66 \text{ kg} / [\pi (12)^2 / 4]$$

$$\tau = 0,36 \text{ kg} / \text{mm}^2 \quad (522,82 \text{ psi})$$

Este valor de esfuerzo cortante para cada perno no excede resistencias mínimas al cortante.

### **3.1.4.3. Base para acoplamiento con cilindro neumático.**

El cilindro neumático horizontal para retorno del carro se sujeta a la mesa de la siguiente manera :

La distancia medida desde la base de la mesa (piso) hasta el eje central del cilindro es de 720 mm Arriba del tanque de aceite y del grupo motor - bomba se suelda una placa horizontal de 15 mm de espesor que va de pared a pared en el interior de la mesa, utilizando un sistema oscilante anterior se sujeta el cilindro a la placa, por medio de un pin de diámetro 34 mm, y la parte posterior del cilindro descansa sobre una placa de un sistema de poste tubular que asienta en el piso, como se detalla en el plano general del equipo.

#### **3.1.4.4. Anclajes.**

La placa base de la mesa de 14 mm de espesor sirve para anclar la mesa al piso a través de seis pernos de 19 mm de diámetro y 50 mm de largo y sus respectivas tuercas hexagonales y anillos de presión.

### **3.2. Diseño y selección de los elementos hidráulicos.**

La fuerza de corte requerida es de 300 KN, pero esta fuerza va a ser ejercida por dos cilindros hidráulicos, es decir que cada uno aporta con 150 KN ( 15,30 Ton )

Elaboro la tabla VI, en la que se conoce el valor de la fuerza de corte que ejerce cada pistón, y asumo diámetros de pistón variando desde 25,4 a 152,4 mm. , con ello obtenemos las áreas de pistón para cada uno de los diámetros asumidos y luego puedo determinar la presión respectiva para cada caso. De los datos de la tabla VI establezco la selección de dos pistones cada uno de 101,6 mm de diámetro, que operan a una presión de 188,79 kgf/cm<sup>2</sup>.

### 3.2.1. Cilindro hidráulico.

Se diseñan dos cilindros de doble efecto asumiendo un valor para el diámetro de pistón (d) que corresponde al diámetro interior de cada cilindro, necesario para obtener la fuerza deseada con la presión de la bomba seleccionada y con las siguientes características :

Diámetro de cada pistón = 10,16 cm ( 4" )

Area de cada pistón = 81,0731 cm<sup>2</sup>

Fuerza de cada pistón = 150 KN (15306,12 Kg)

velocidad de corte = 6 a 8 cm/s

velocidad de retroceso = 18 a 20 cm/s

con estos datos determino el valor de la presión necesaria para que trabaje nuestro sistema.

$$P = F / A$$

$$P = 15306,12245 \text{ Kgf} / 81,07319 \text{ cm}^2$$

$$P = 188,79 \text{ Kgf} / \text{cm}^2 \quad (2.683,45 \text{ psi} ; 185,01 \text{ bar})$$

Según el catálogo de bombas ATOS, se tiene que comercialmente las presiones máximas de trabajo oscilan de 140 a 230 bar , y la presión establecida de 185,01 bar se encuentra dentro del rango señalado.

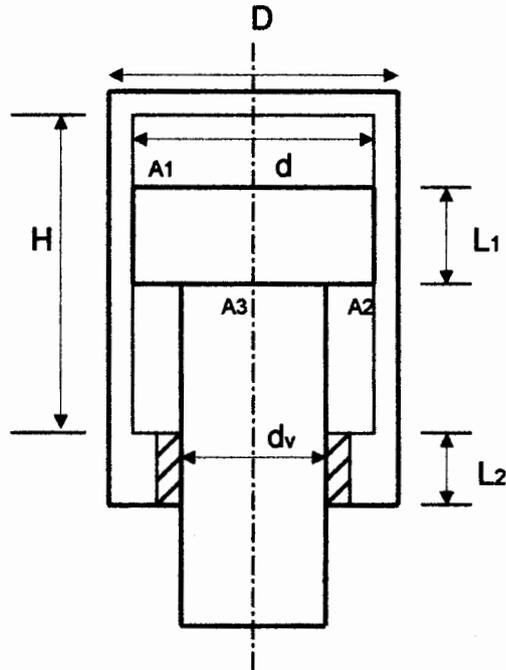


FIG. 3.10 Dimensiones del cilindro de doble efecto.

Adicionalmente se debe dimensionar :

diámetro del vástago ( $d_v$ )	longitud de guía ( $L_2$ )
altura del pistón ( $L_1$ )	carrera útil ( $H$ )

Defino como  $A_1$  al área del pistón requerida para el avance  
 $A_2$  al área del pistón requerida para el retroceso del mismo y  
 $A_3$  al área del vástago y tenemos que :

$$A_1 = \pi \times (10,16 \text{ cm})^2 / 4 = 81,073 \text{ cm}^2$$

De los manuales de cilindros hidráulicos tenemos que para un pistón de diámetro 100 mm, el mayor diámetro del vástago es 70 mm.

$$A_3 = \pi \times (7,0 \text{ cm})^2 / 4 = 38,48 \text{ cm}^2$$

$$A_1 = A_2 + A_3$$

$$A_2 = A_1 - A_3$$

$$A_2 = (81,073 - 38,48) \text{ cm}^2 = 42,5884 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 42,5884 \text{ cm}^2$$

La altura del pistón viene dada por las dimensiones de empaquetadura y guías de deslizamiento pero se debe respetar un tamaño mínimo dado por la relación de Pantzer-Bettler aceptada y adoptada por los constructores

$$L_1 = (0,4 \text{ a } 0,6) \times d$$

de modo que en este caso  $L_1$  debe estar entre

$$L_1 = (0,4 \text{ a } 0,6) \times 10,16 \text{ cm}$$

$$L_1 = 4,064 \text{ cm} \text{ (mínimo)}$$

$$L_1 = 6,096 \text{ cm} \text{ (máximo)}$$

Para calcular la longitud de la guía del vástago ( $L_2$ ) basado en el mismo texto, se tiene la siguiente relación :

$$L_2 = (0,8 \text{ a } 1,2) \times d_v$$

$$L_2 = (0,8 \text{ a } 1,2) \times 7,0 \text{ cm}$$

$$L_2 = 5,6 \text{ cm} \text{ (mínimo)}$$

$$L_2 = 8,4 \text{ cm} \text{ (máximo)}$$

La carrera útil (H) viene determinada directamente por el parámetro planteado de carrera de corte de la cuchilla : que es 5 cm y considerando que el pistón como máximo debe tener una altura de 6,096 cm ; entonces  $H = 11,09$  cm

El cálculo de un cilindro abarca dos partes : determinar el espesor de la pared y determinar el espesor del fondo o tapa. Ya se estableció el diámetro interior del cilindro = 10,16 cm aplicando la fórmula de Bach :

$$D / d = \sqrt{(\sigma_{adm} + 0,4 P) / (\sigma_{adm} - 1,3 P)} \quad P < \sigma_{adm} / 1,3$$

D = diámetro exterior (cm)

d = diámetro interior (cm)

$\sigma_{adm}$  = esfuerzo admisible del material (kg/cm<sup>2</sup>)

P = presión de operación (kg/cm<sup>2</sup>)

En este caso, el equipo seleccionado opera a una presión máxima de 230 bar :

$$P = 235,02 \text{ kg/cm}^2 \quad d = 10,16 \text{ cm}$$

$$\sigma_{adm} = 1200 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{(se usa un material St 35)}$$

Verifico que se cumpla con la condición dada anteriormente:

$$P < \sigma_{adm} / 1,3$$

$$235,02 \text{ kg / cm}^2 < (1200 \text{ Kg / cm}^2 / 1,3)$$

$$235,02 \text{ kg / cm}^2 < 923,07$$

Aplicando la fórmula de Bach

$$D / d = \sqrt{(\sigma_{adm} + 0,4 P) / (\sigma_{adm} - 1,3 P)}$$

$$D / d = \sqrt{\{(1200 + 0,4(235,02)) / (1200 - 1,3(235,02))\}}$$

$$D / d = \sqrt{(1294,008 / 894,474)}$$

$$D / d = 1,2027$$

$$D = 1,2027 \times d$$

$$D = 1,2027 \times 10,16 \text{ cm}$$

$$D = 12,22 \text{ cm}$$

Diámetro exterior del cilindro  $D = 12,22 \text{ cm}$

diámetro del pistón  $d = 10,16 \text{ cm}$

Restando los diámetros de cilindro y pistón

$$(12,22 - 10,16) = 2,06 \text{ cm} / 2 = 1,03 \text{ cm}$$

entonces la pared del cilindro tiene un espesor de 1,03 cm

Para hacer el cálculo del fondo de los pistones tenemos:

$$t = 0,45 d_s * \sqrt{P / \sigma_{adm}}$$

$t$  = espesor de fondo

$d_s$  = diámetro soldadura

$P$  = Presión de operación

$\sigma_{adm}$  = se recomienda que sea inferior al 1/10 de la carga de rotura (para compensar las inexactitudes de la fórmula), para el fondo del cilindro como se utiliza un

material ASTM A36 con un valor de 6.000 kg/cm<sup>2</sup> en rotura tenemos que :

$$\sigma_{adm} = 6000 / 10 = 600 \text{ kg / cm}^2$$

$$d_s = 8,53 \text{ cm}$$

$$t = 0,45 d_s * \sqrt{P / \sigma_{adm}}$$

$$t = 0,45 (8,53 \text{ cm}) * \sqrt{235,02 \text{ kg/cm}^2 / 600 \text{ kg/cm}^2}$$

$$t = 2,40 \text{ cm}$$

El fondo tiene una altura minima de 24,0 mm.

Pero la altura final de todo el cilindro es igual a la suma de :

$$t + H + L_2 = 2,40 + 11,09 + 8,4 = 21,89 \text{ cm}$$

Determino la capacidad volumétrica de cada cilindro :

$$V = \pi r^2 \text{ carrera} / 231$$

$$V = 3,14 (2")^2 (1,9685") / 231$$

$$V = 0,107 \text{ galones}$$

### **3.2.2. Equipos de accionamiento: Bomba, válvulas y accesorios .**

Empiezo por seleccionar la bomba que suministrará el fluido hidráulico a la presión y caudal que demandan la velocidad y fuerza determinadas. Debo determinar que caudal de fluido debe manejar la bomba, y la presión máxima que es capaz

de soportar entregando el caudal especificado, elaboro la Tabla VII donde se especifican en relación al desplazamiento del carro los valores de velocidad y tiempo del pistón y carro respectivamente y empleo los siguientes datos :

velocidad del carro de corte = 0,55 m/s

espacio que avanza el carro de corte = 0,40 m

$$t = e / v$$

$$t = 0,40 \text{ m} / 0,55 \text{ m/s}$$

$$t = 0,727273 \text{ s}$$

el tiempo que emplea el carro en avanzar 0,40 m es el mismo tiempo que deben emplear los pistones en bajar y realizar el corte  $t_{\text{carro}} = t_{\text{pistones}} = 0,727273 \text{ s}$

carrera de pistones = 0,05 m

$$v_{\text{pistones}} = e / t$$

$$v_{\text{pistones}} = 0,05 \text{ m} / 0,727273 \text{ s}$$

$$v_{\text{pistones}} = 0,06875 \text{ m/s}$$

como el caudal es igual al producto del área del pistón por la velocidad del pistón tenemos que :

$$A = \pi \times (d)^2 / 4 = 3,1415 \times (0,1016 \text{ m})^2 / 4$$

$$A = 0,008107 \text{ m}^2$$

$$Q = A \times v$$

$$Q = 0,008107 \text{ m}^2 \times 0,06875 \text{ m/s}$$

$$Q = 5,5735625 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 8,83427 \text{ gal / min}$$

$$Q = 8,83427 \text{ gal / min} \times 3,785412 \text{ lt / gal}$$

$$Q = 33,44 \text{ lt / min}$$

Del manual de Atos y de acuerdo al caudal  $Q = 33,4 \text{ l/min}$  selecciono la bomba de engranajes PFG - 327 con una velocidad de 1800 rpm y a una presión máxima de 230 bar desplaza un caudal de 35,2 lt/min . Los detalles dimensionales, pesos y demás datos se obtienen directamente de este manual.

Bomba Atos	PFG – 327
Caudal	35,2 lt / min (9,29 gal / min)
Presión máxima	230 bar

El máximo caudal que desplaza la bomba es 35,2 lt/min

$$Q = 35,2 \text{ lt/min} = 5,86 \text{ E} - 4 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = V \times A$$

$$V = Q / A$$

$$V = 35,2 \text{ lt / min} / 0,008107 \text{ m}^2$$

$$V = 5,8666 \text{ E} - 4 \text{ m}^3/\text{s} / 0,008107 \text{ m}^2$$

$$V = 7,2365 \text{ E} - 2 \text{ m / s}$$

$$V = 7,2365 \text{ cm / s}$$

esta es la velocidad que emplea el pistón al bajar y realizar el corte. El panel viaja con una velocidad de 0,55 m/s que es la misma velocidad a la que avanza el carro de corte ; la carrera del pistón es 5 cm ; debo determinar el tiempo que toma el pistón en bajar 50 mm y realizar el corte.

$$e = V \times t$$

$$t = e / V = 50 \text{ mm} / 72,365 \text{ mm / s} = 0,6909 \text{ s}$$

$$t = 0,6909 \text{ s}$$

Con estos valores de tiempo del pistón procedo a calcular

$$e = V \times t$$

$$e = 0,55 \text{ m/s} \times 0,6909 \text{ s}$$

$$e = 0,37999 \text{ m} = 37,999 \text{ cm}$$

entonces el carro de corte avanza 37,999 cm y retrocede una distancia igual respectivamente.

Una vez definida la bomba, su caudal y presión, debo seleccionar los elementos de control, planteo el diagrama hidráulico que presenta los siguientes componentes :

- |                         |                                 |
|-------------------------|---------------------------------|
| 1) Tanque o reservorio  | 10) Válvula de paso             |
| 2) Visor de nivel       | 11) Acumulador                  |
| 3) Filtro de admisión   | 12) Enfriador                   |
| 4) Control de nivel     | 13) Filtro de retorno           |
| 5) Bomba                | 14) Válvula antiretorno         |
| 6) Acople motor bomba   | 15) Válvula direccional         |
| 7) Motor                | 16) Válvula reguladora de flujo |
| 8) Válvula de seguridad | 17) Válvula de paso             |
| 9) Manómetro            | 18) Accesorios                  |

### **Diseño de controles y secuencia de funcionamiento.**

Para analizar como funciona el carro de corte y para establecer su sistema de control planteo su funcionamiento en los dos tipos de maniobras :

A.- Manual : En el tablero de mando eléctrico se coloca al selector en la posición de funcionamiento manual, en el tablero se enciende la luz piloto color naranja, presiono manualmente el pulsador rojo y la cuchilla baja y corta.

B.- Automática : El selector se lo pone en posición de funcionamiento automático, se hala o desactiva el botón de parada de emergencia que está pulsado (máquina parada) presiono el pulsador verde y se enciende el conjunto motor-bomba, el panel avanza como se ha descrito anteriormente, toca el microswitch colocado en la mesa de salida, le envía

la señal al prensachapa, el carro avanza con el panel, la cuchilla baja y lo corta al panel, la cuchilla sube, el prensachapa sube y el cilindro neumático hace regresar el carro a su posición inicial.

La bomba hace circular el caudal total y pasa a través de la válvula antiretorno (14), una señal eléctrica acciona la posición izquierda de la válvula (15), el aceite fluye a lo largo de la válvula direccional (15) y de la válvula reguladora de flujo (16) llega a la parte superior de los cilindros y obliga a los pistones a descender y se realiza el corte del panel, se envía una señal eléctrica y se acciona la posición derecha de la válvula direccional (15), el fluido ingresa por la parte inferior de los cilindros y obliga a los pistones a subir, éstos desalojan el aceite de la cámara superior, y es evacuado al tanque circulando por la vía derecha de la válvula reguladora de flujo (16) pasa a través de la vía de retorno de la válvula direccional (15) y del filtro de retorno (13) y regresa finalmente al tanque (1).

El filtro de admisión (3) en el lado de succión de la bomba y el filtro de retorno (13) en la llegada al tanque, ambos con capacidad de 35,2 l/min para un filtraje de 100 -140 micras.

Se coloca en derivación en el circuito una válvula de alivio o de seguridad de dos vías (8) muy cerca de la bomba, su misión es limitar la presión máxima del circuito para proteger a los elementos de la instalación, es una válvula normalmente cerrada, y solo se abre y vierte parte o todo el caudal de la bomba al depósito cuando llega al valor de presión preestablecido.

Manómetros (9) para sensar presiones de 0 a 250 bar.

Acumulador (11), este elemento acumula energía hidráulica comprimiendo un elemento elástico, se lo emplea para una rapidez de respuesta en la carrera de retorno.

Válvula antiretorno (14) a la salida de la bomba permite que el flujo avance en una sola dirección y que no retorne por la misma vía.

Válvula direccional (15) gobernada con mando eléctrico, 4 vías, 3 posiciones y centro abierto, conexión por subplaca.

Para concluir la selección del equipo hidráulico debo definir la potencia requerida, selecciono un motor eléctrico trifásico de 60 Hz con posibilidad de conexión a 220 ó 440 voltios, totalmente cerrado y enfriado por ventilador.

La potencia consumida está dada por :

$$N = ( P \times Q ) / 450 \quad [\text{HP}]$$

$$N = ( 235,02 \text{ Kg/cm}^2 \times 35,2 \text{ l/min} ) / 450$$

$$N = 18,38 \text{ HP.}$$

Debo seleccionar un motor de 20 HP , del manual de bombas Atos vemos que el modelo PFG - 327 tiene una potencia de 14,5 KW

$$14,5 \text{ KW} * 1,34 = 19,43 \text{ HP}$$

los cálculos han establecido la potencia requerida del motor :

$$\text{Potencia del motor} = 20 \text{ HP}$$

### **Diseño del cuadro eléctrico de fuerza y control.**

El suministro de fuerza eléctrica es para el motor trifásico de:

Potencia : 14,5 KW ( 20 HP )

Velocidad : 1800 rpm

Tensión : 220 / 380 V

Frecuencia : 60 Hz

Para realizar las operaciones de funcionamiento manual y automática descritas anteriormente se requiere energizar y cortar energía de acuerdo al diagrama de secuencias de las solenoides de la válvula direccional (15) y cuyas

características se encuentran ampliamente especificadas en la tabla E80-0 / E del manual Atos.

Igualmente debe formar parte del circuito de control dos interruptores de final de carrera, cuyas características ( tipo , posición de los mismos, etc ) se seleccionan de acuerdo al circuito, por el proyectista del panel de control eléctrico.

### **Análisis y selección del aceite.**

En la selección del fluido hidráulico se debe considerar la viscosidad y su variación con la temperatura y la presión; compresibilidad, fluido antiespumante, etc, pero existe un tipo de aceite recomendado por el fabricante de los equipos, selecciono entre Texaco Rando Oil HD - 32 y Repsol YPF Hidráulico BP 32 basado en características que presentan catálogos técnicos suministrados por el fabricante y que para su revisión y análisis se anexan al final de este trabajo.

**Aceite Repsol YPF Hidráulico BP<sup>®</sup>32 en su análisis presenta:**

Grado ISO	32
Viscosidad a 40 ° C	31,5 cSt
Viscosidad a 100 ° C	5,2 cSt

Los valores de viscosidad me permiten establecer una relación del comportamiento del aceite para la temperatura de operación normal del equipo que será entre 60 y 65 ° C. Para una operación de máxima temperatura de 65 ° C la viscosidad del aceite será de 20,5 cSt que es un valor que está perfectamente dentro del rango establecido por el fabricante ( viscosidad óptima 30 a 10 cSt ).

Selecciono el aceite Repsol YPF Hidráulico BP 32.

### **Dimensionamiento del depósito de aceite.**

Un análisis profundo de la generación de calor individual de cada uno de los componentes sería demasiado complejo, por ello basado en un balance de energía partiendo de la que aporta el motor que mueve el sistema y usando la fórmula planteada por Panzer - Bettler :

$$P_p = P_m ( 1 - n ) ( U\% / 100) \quad \text{Kw}$$

$$P_m = \text{Potencia del motor} \quad P_p = \text{Potencia pérdida.}$$

$$n = \text{Eficiencia del sistema}$$

$$U \% = \% \text{ de tiempo de conección}$$

Asumo una eficiencia del 75 % que es un valor promedio aceptado para los elementos del sistema ; y el porcentaje de

tiempo de conexión es del 30 % ( tiempo que toman las operaciones de corte y retroceso ).

En este caso se trata de un motor de 20 HP (14,5 KW)

$$P_p = P_m ( 1 - n ) ( U\% / 100 )$$

$$P_p = 14,5 \text{ KW} ( 1 - 0,75 ) ( 30 / 100 )$$

$$P_p = 1,0875 \text{ KW} \qquad 1 \text{ KW} = 860 \text{ Kcal / hr}$$

El calor generado por las pérdidas será :

$$Q_p = 1,0875 \times 860 = 935,25 \text{ Kcal / hr}$$

Con esta información se debe analizar el tamaño del depósito para poder disipar el calor producido.

$$\text{Temperatura máxima del aceite} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura ambiente promedio} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 35 \text{ }^\circ\text{C} \qquad K = 10 \text{ Kcal / m}^2 \text{ - hr - }^\circ\text{C}$$

$$Q = K A \Delta T$$

El área que debe tener el tanque será :

$$A = Q / K \Delta T = 935,25 / (10) \times (35)$$

$$A = 2,67 \text{ m}^2$$

analizo con qué dimensiones para el tanque se obtiene la superficie de 2,67 m<sup>2</sup> para la disipación de calor ;

dimensiono un tanque con 6 paredes cuadradas de 0,40 m x 0,40 m x 10 mm de espesor.

$$A = 6 ( 0,40 \times 0,40 ) = 0,96 \text{ m}^2$$

El tanque tiene capacidad para 16,9 galones, pero lo llenamos a 2/3 de su capacidad que son 12 galones y que cubre el requerimiento de caudal de 9,29 gal/min (35,2 l/min)

Debemos considerar también otras áreas de disipación : paredes de cilindros , área de carcasa de filtro , tuberías, paredes de pistones , elementos del circuito, en los cuáles es más eficiente la transferencia de calor que en el depósito.

<b>Equipo</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Area</b>
Cilindros	$\phi$ 0,1222 m x 0,2309 m	0,22 m <sup>2</sup>
Pistones	$\phi$ 0,1016 m x 0,0609 m	0,07 m <sup>2</sup>
Tuberías	diám 15 mm 20 m	0,94 m <sup>2</sup>
Varios		0,52 m <sup>2</sup>
<b>Total</b>		<b>1,75 m<sup>2</sup></b>

Con los 0,96 m<sup>2</sup> del tanque y los 1,75 m<sup>2</sup> de los equipos se supera completamente el área requerida de 2,67 m<sup>2</sup> para producir la disipación del calor generado.

## **Cálculo y dimensionamiento de tuberías**

El caudal máximo de la bomba es de 35,2 l/min

La presión máxima de trabajo : 235,02 kg/cm<sup>2</sup>

De acuerdo al tratado práctico de Oleohidráulica de Pantzer & Bettler en lo referente al cálculo de conducciones para presiones sobre 200 kg/cm<sup>2</sup> , sugiere una velocidad de 6 m/s y se puede obtener el diámetro de la tubería con la fórmula :

$$d_1 = 4,6 \sqrt{Q / v}$$

$$d_1 = 4,6 \sqrt{35,2 / 6} = 4,6 \sqrt{5,86}$$

$$d_1 = 11,14 \text{ mm}$$

De acuerdo al resultado obtenido, se debe usar tubería de ½"

Desarrollados todos los cálculos para el estudio y diseño de los elementos e implementos del circuito hidráulico selecciono los mismos, basado en el manual de accesorios y elementos hidráulicos de la fábrica italiana Atos spa.

La nomenclatura o código de : bomba de engranaje, válvula direccional solenoide, válvula reguladora de flujo, válvula de alivio, cilindros hidráulicos, etc. se seleccionan en base a las especificaciones técnicas del manual Atos y la cotización de los mismos por parte de una empresa proveedora local.

### 3.3. Diseño y selección de los elementos neumáticos.

Los cilindros neumáticos del prensachapas del tipo LMZ de doble efecto, con amortiguación ajustable en las posiciones extremas trabajan a una presión de servicio máximo de 10 bar. El fluido es aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar. Las juntas de Pernubán trabajan en rangos de temperatura de 20 a 80 ° C. Las bridas son de aluminio negro anodizado, el tubo de la camisa es de acero niquelado, el vástago está construido en acero fino 1.40215

Selecciono los cilindros en base al diámetro del émbolo

diámetro del émbolo	=	70 mm
diámetro del vástago	=	22 mm
superficie del émbolo	=	38,48 cm <sup>2</sup>
carrera de amortiguación	=	23 mm
longitud de cada cilindro	=	170 mm
Diámetro del cilindro	=	83 mm
Peso de cada cilindro	=	3 kg

Determino la fuerza que ejercen los cilindros :

$$F = P \times A$$

$$F = 80 \text{ psi} \times 5,96 \text{ pulg}^2$$

$$F = 477,20 \text{ lb} \quad ( 2.125,7 \text{ N} )$$

Este es el valor de la fuerza que cada cilindro ejerce en el mecanismo de prensachapa para sujetar al panel, como son dos cilindros el panel es prensado con una fuerza total de 4.251,4 N ( 433,81 kg )

El caudal del sistema neumático de planta es de 63 pie<sup>3</sup> / min

$$Q = v \times A$$

$$v = Q / A = 108.864 \text{ pulg}^3 / \text{min} / 5,96 \text{ pulg}^2$$

$$v = 18.265,77 \text{ pulg} / \text{min} = 7,73 \text{ m} / \text{s}$$

Los pistones para prensar al panel tienen una carrera de 20 mm calculo el tiempo que el émbolo tarda en prensar los paneles.

$$t = e / v = 0,02 \text{ m} / 7,73 \text{ m} / \text{s}$$

$$t = 2,59 \times 10^{-3} \text{ s}$$

Determino mediante cálculo el espacio que avanza el carro de corte en el lapso de tiempo mencionado

$$e = v \times t$$

$$e = 0,55 \text{ m} / \text{s} \times 2,59 \times 10^{-3} \text{ s}$$

$$e = 1,42 \text{ mm}$$

ésta distancia nos indicaría la posición adelantada en la que habría que ubicar el microswitch tipo bandera , pero un espacio de tan solo 1,42 mm no es representativo, y está

considerado como un parámetro aceptable en cuanto a la tolerancia del largo del panel.

Todos los equipos neumáticos, válvulas y accesorios del sistema prensachapa están detallados con sus códigos y características en la tabla X del apéndice.

### **3.3.1. Cilindro neumático para retorno del carro.**

El cilindro neumático hace retroceder el carro una vez que se ha ejecutado el corte del panel. Para análisis de la fuerza que se requiere para retroceder el carro se considera que para halar o empujar un sistema, la fuerza que se debe ejercer es aproximadamente un 30 % de su peso, entonces necesito una fuerza de  $750 \text{ kg} \times 0,30 = 225,00 \text{ kg}$

Se diseña un pistón de 80 mm de diámetro con un área de  $7,791 \text{ pulg}^2$  ( $0,00502 \text{ m}^2$ ) el cuál ejerce una fuerza de :

$$F = P \times A = 80 \text{ psi} \times 7,791 \text{ pulg}^2 = 623,29 \text{ lb}$$

$$F = 283,31 \text{ kg}$$

Esta fuerza de 283,31 kg resulta suficiente para retroceder el carro automático de corte.

El caudal del sistema es  $63 \text{ pie}^3 / \text{min}$  ( $1,783961 \text{ m}^3 / \text{min}$ )

Determino la velocidad del pistón :

$$v = Q / A$$

$$v = 1,783961 \text{ m}^3 / \text{min} / 0,00502 \text{ m}^2$$

$$v = 355,37 \text{ m} / \text{min}$$

$$v = 5,92 \text{ m} / \text{s}$$

Tiempo que tarda el carro en regresar :

$$e = 0,3799 \text{ m}$$

$$t = e / v = ( 0,3799 \text{ m} / 5,92 \text{ m/s} )$$

$$t = 0,0641 \text{ s.}$$

### 3.3.2. Equipos de accionamiento.

Para interpretar la operación de cada uno de los equipos de accionamiento , véase en el apéndice el diagrama neumático correspondiente.

Al inicio del circuito neumático se coloca una unidad de mantenimiento universal : filtro, válvula reguladora de presión, lubricador por niebla de aceite, del manual Herión selecciono una unidad tipo compacto código 4172830 o marca Micro 0.101.003.564.

Para el accionamiento de los cilindros neumáticos, es decir los dos cilindros del prensachapa y el cilindro que hace retornar el carro, se emplean dos electroválvulas 5/3 de cinco vías, tres posiciones con centros cerrados, su accionamiento es electromagnético, sus características se detallan en el manual de Pneumax : trabajan con aire filtrado y lubricado con una presión máxima de ejercicio de 10 bar , temperatura máxima 45 ° C, diámetro nominal de paso 6 mm , conexiones de trabajo G 1/8" .

Pneumax	código de pedido	428.53.31.0.0.S
---------	------------------	-----------------

En cada una de las líneas 2 y 4 a la salida de la electroválvula se colocan válvulas de estrangulación y antiretorno, marca Herión código 4040120 , éstas son ajustables incorporados en tornillo hueco, el flujo es estrangulado de A a P y libre de P a A. El modelo Herión DN 2.5 es con conexión G 1/8 , la presión de servicio es de 0.2 a 10 bar , las medidas de la válvula son 38 x 30 x 15 mm, con un peso de 0,03 kg cada una.

# CAPITULO IV

## IV. ANÁLISIS ECONOMICO.

### COSTO DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS.

Costo de lista de elementos hidráulicos y auxiliares

descrita en el apéndice Tabla VIII .....\$ **7.775,55**

### COSTO DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS.

Costo de lista de elementos eléctricos

descrita en el apéndice Tabla IX .....\$ **560,71**

### COSTO DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS.

Costo de lista de elementos neumáticos y auxiliares

descrita en el apéndice Tabla X .....\$ **2.188,48**

### COSTO DE MATERIALES DIRECTOS E INDIRECTOS

Costo de lista de aceros para carro

descrita en el apéndice Tabla XI .....\$ **441,85**

Costo de lista de aceros para mesa

descrita en el apéndice Tabla XII.....\$ **557,25**

## COSTO DE MANUFACTURA

Para efectos de obtener un valor real de los gastos de construcción del sistema de carro de corte automático, es decir los costos de ingeniería, de dirección técnica, costos de mano de obra, etc, dichos parámetros serán tomados directamente de costos promedio de fábricas, talleres y empresas locales.

Considero primero las horas hombre empleadas :

Ingeniería : Un ingeniero y su ayudante en 20 días hábiles	320 hr / h
Mano de obra : Seis obreros calificados : soldadores, mecánicos, electricistas, torneros, montadores hidráulicos neumáticos, durante 40 días hábiles	1920 hr / h
<b>TOTAL HORAS HOMBRE</b>	<b>2240 hr / h</b>
Aplico un costo de hora / hombre promedio = \$ 4,00	
<b>TOTAL COSTO DE MANUFACTURA</b>	<b>\$ 8.960,00</b>

## COSTO TOTAL

El costo total a la fecha (Enero 2002) sería la suma de :

Elementos hidráulicos	\$ 7.775,55
Elementos neumáticos	\$ 2.188,48
Elementos eléctricos	\$ 560,71
Costos directos / indirectos	\$ 999,10
Costo de manufactura	\$ 8.960,00
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>\$ 20.483,84</b>

Se ha planteado el costo real de construcción del equipo, a efectos de comparación con otros similares de procedencia extranjera , resulta evidente que el diseño, construcción, montaje y puesta en marcha del mismo a nivel local representa tan sólo los 2/3 del costo de una máquina extranjera.

El volumen de producción de la paneladora es 1350 ton. anuales con un promedio de 112,5 ton. mensuales ; si la producción se incrementa un 25 % se llega a un volumen de 140,62 ton / mes y 1687,5 ton / año.

El costo de comercialización del panel de 0,30 mm ( menor espesor ) es \$ 0,90 por cada kilo de panel ó \$ 2,58 por cada metro cuadrado asumiendo una ganancia mínima de sólo el 25 % de este valor, es decir \$ 0,225 por cada kilo de panel. La máquina tiene un costo de \$ 20.483,84

$$\$ 20.483,84 / \$ 0,225 = 91.039,28 \text{ kg}$$

La producción se incrementaría en 28.125 kg mensuales.

$$91.039,28 \text{ kg} / 28.125 \text{ Kg} = 3,23$$

La inversión retornaría en un período de 3 a 4 meses.

En el análisis económico que antecede, se han considerado únicamente los costos de materiales, manufactura y montaje, y no se ha considerado ningún valor que involucre el comercializar la máquina hacia terceros, sino que se lo maneja como una necesidad interna de construir la máquina para mejorar el proceso productivo actual de panelado.

# CAPITULO V

## V. CONCLUSIONES

Se ha diseñado un sistema de corte automático de paneles para cubierta, aplicando un método de cálculo que conduce a procesos de fabricación factibles y de construcción real económicamente competitiva, finalmente se concluye que es un equipo dinámico, útil y funcional que puede ser utilizado en fábricas con líneas de producción de paneles metálicos.

Para el diseño se hizo un estudio y aplicación de los principales fundamentos teóricos de resistencia de materiales, transferencia de calor, fluidos, hidráulica, neumática, diseño estructural, metalurgia, dibujo mecánico, motivo por el cuál considero es un trabajo bastante amplio y completo que abarca la recopilación y aplicación de la gran mayoría de enseñanzas impartidas a lo largo de la carrera universitaria.

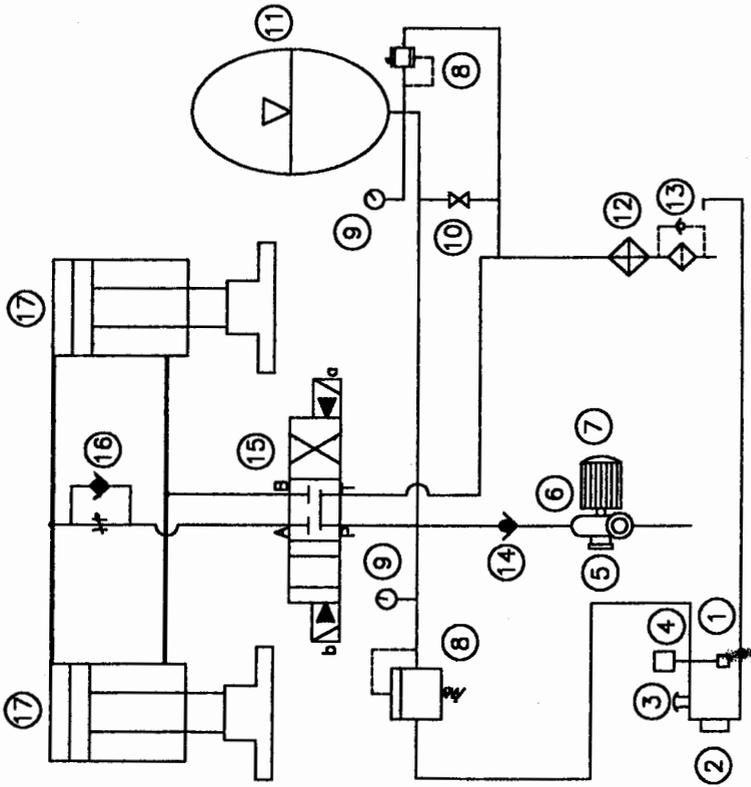
La implementación del diseño del sistema automático de corte conlleva a una serie de beneficios, en cuanto al incremento en los volúmenes de producción, en elevar la eficiencia del proceso de la línea de fabricación de paneles, ya que si actualmente promedio se fabrican 400 paneles en un turno de 8 horas, con el sistema del carro automático de corte la producción se proyecta que se incrementaría en un 25 % , siendo éste un parámetro multiplicador muy significativo, ya que representa un crecimiento de producción en el orden de 5.000 unidades de paneles mensuales.

Este trabajo fue muy productivo desde el punto de vista de la Inter.- relación entre quien diseña la máquina y los fabricantes, almacenes, y talleres, que localmente proveen este tipo de equipos y se dedican a la fabricación y montaje de los mismos, situación muy positiva que permite conocer y familiarizarse con el mercado industrial local y nacional.

Resulta imprescindible que se continúe con la realización de trabajos como el presente, para que en base a la experimentación se pueda optimizar tanto diseños, como procesos de fabricación, y que todo esto sirva para incentivar en el profesional Politécnico el deber de convertir la formación recibida en realidades tangibles en beneficio del País.

# LISTA DE EQUIPOS

1	Tanque
2	Visor de Nivel
3	Filtro de llenado
4	Control de nivel
5	Bomba
6	Acople motor - bomba
7	Motor
8	Válvula de máxima seguridad
9	Manómetro
10	Válvula de paso (grifo)
11	Acumulador
12	Enfriador
13	Filtro
14	Válvula antiretorno
15	Válvula direccional 4/3
16	Válvula reguladora de flujo con antiretorno
17	Cilindros doble efecto
18	Accesorios (Tubos - Racor)



Nombre	Fecha
Al. Lazo	03/01/02
Revisado: H. Higuera	10/01/02
Aprobado: H. Higuera	11/01/02

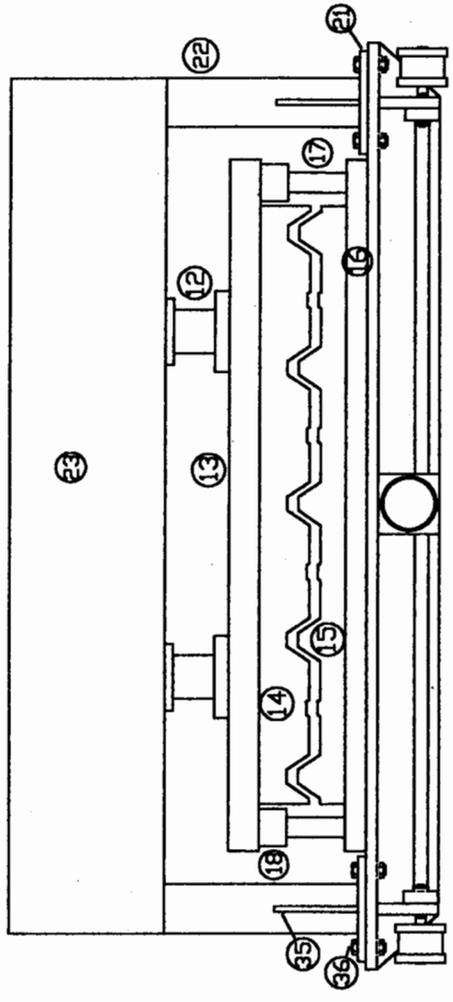
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
ESPOL	
SISTEMA HIDRÁULICO	

ESCALA:
5/E
DB. No. 1



LISTA DE EQUIPOS

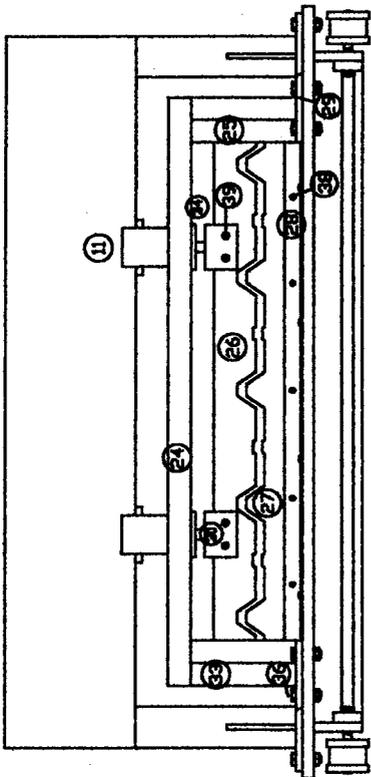
- 36 Perno hexag. M16 x 50 (12)
- 35 Triángulos rigidizadores
- 23 Viga superior de amarre
- 22 Columna IPE
- 21 Placa base de columna IPE
- 18 Cilindro Guía/Placa Superior
- 17 Columna cilíndrica
- 16 Placa portacuchilla inferior
- 15 Cuchilla inferior
- 14 Cuchilla Superior
- 13 Placa portacuchilla superior
- 12 Cilindro Hidráulico



Facultad de Ingeniería Mecánica		ESPOL	
SISTEMA DE CORTE			
Escuela: 1 : 10		Dib. No.: 3	
Nombre: M. Leon	Fecha: 03/01/08		
Diseña: Roberto M. Higuera	18/01/08		
Aprobado: M. Higuera	11/01/08		

LISTA DE EQUIPOS

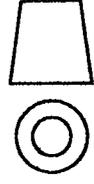
- 39 Perno Allen M12 x 60 (4)
- 38 Perno Allen M8 x 16 (18)
- 36 Perno hexag. M16 x 50 (8)
- 34 Brida
- 33 Columna UPN 100 50 6
- 30 Pieza/Sujeción mordaza sup.
- 29 Placa Base de columna UPN
- 28 Angulo / Sujeción de mordaza
- 27 Mordaza Inferior
- 26 Mordaza Superior
- 25 Corredoras de Teflón
- 24 Canal U 100 50 6
- 11 Cilindro Neumático



Nombre	Fecha
Diseño M. Lora	05/01/02
Revisión M. Higuera	10/01/02
Aprobación M. Higuera	11/01/02

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

ESPOL

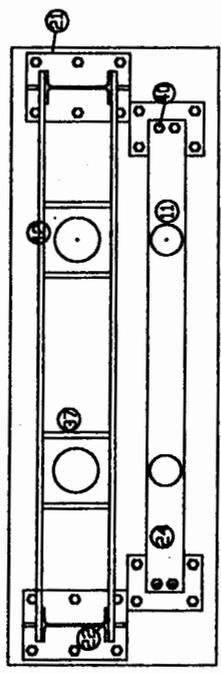
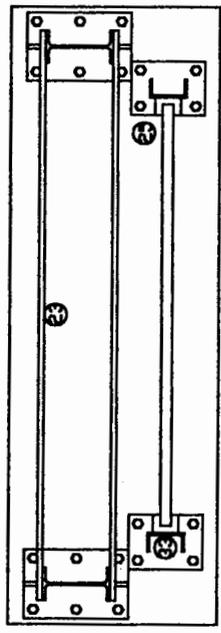


SISTEMA DE PENSADO

ESCALA:  
1 : 12

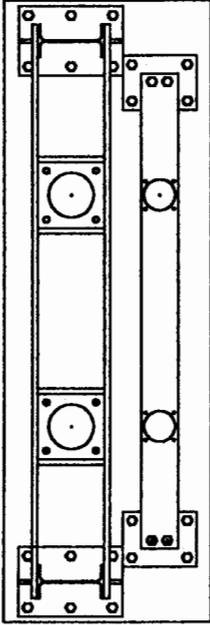
Dist. No. 4

LISTA DE EQUIPOS

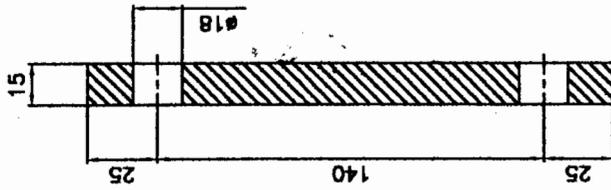
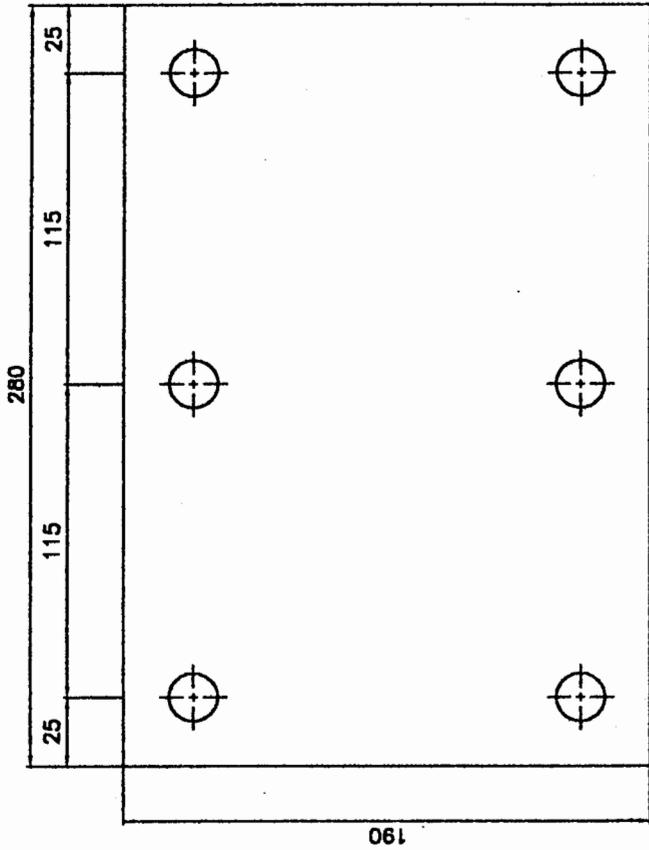


40	Perno hexag. M16 x 25	(4)
37	Cartelas de rigidez	
33	Columna UPN 100 50 6	
25	Gufas correadoras de teflón	
24	Canal U 100 50 6	
23	Viga superior de amarre	
22	Columna IPE	
21	Placa base de columna IPE	
12	Cilindro Hidráulico	
11	Cilindro Neumático	

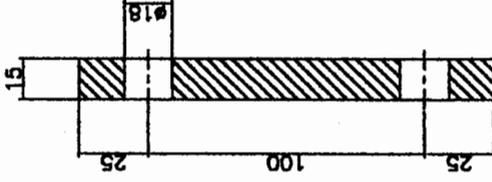
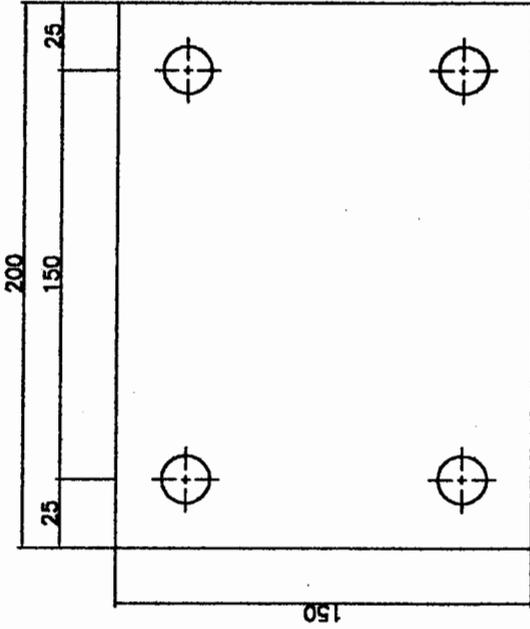
<table border="1"> <tr> <td>Nombre</td> <td>Fecha</td> </tr> <tr> <td>Diseño M. Lora</td> <td>03/01/02</td> </tr> <tr> <td>Revisado M. Higuera</td> <td>10/01/02</td> </tr> <tr> <td>Aprobado M. Higuera</td> <td>11/01/02</td> </tr> </table>	Nombre	Fecha	Diseño M. Lora	03/01/02	Revisado M. Higuera	10/01/02	Aprobado M. Higuera	11/01/02	<p>FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA</p>	<p>ESPOL</p>
Nombre	Fecha									
Diseño M. Lora	03/01/02									
Revisado M. Higuera	10/01/02									
Aprobado M. Higuera	11/01/02									
<p>VISTA SUPERIOR SISTEMA DE CORTE Y PRENSADO</p>										
<p>ESCALA: 1 : 10</p>										
<p>Dib. No.:</p>										



Nombre M. Lora		Fecha 03/01/82		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Revisado M. Higuera		10/01/82			
Aprobado M. Higuera		11/01/82		VISTA SUPERIOR SUJECION DE CILINDROS NEUMATICOS E HIDRAULICOS	
ESCALA: 1 : 15		Dib. No.: 5			



Nombre R. Lora		Fecha 03/01/2011		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Dibujo 1:1		Hoja 7			
Autor R. Lora		Fecha 03/01/2011			
PLACA BASE PARA COLUMNA IPE					



Nombre	Fecha
M. Lora	03/01/08
M. Rojas	10/01/08
M. Rojas	11/01/08

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

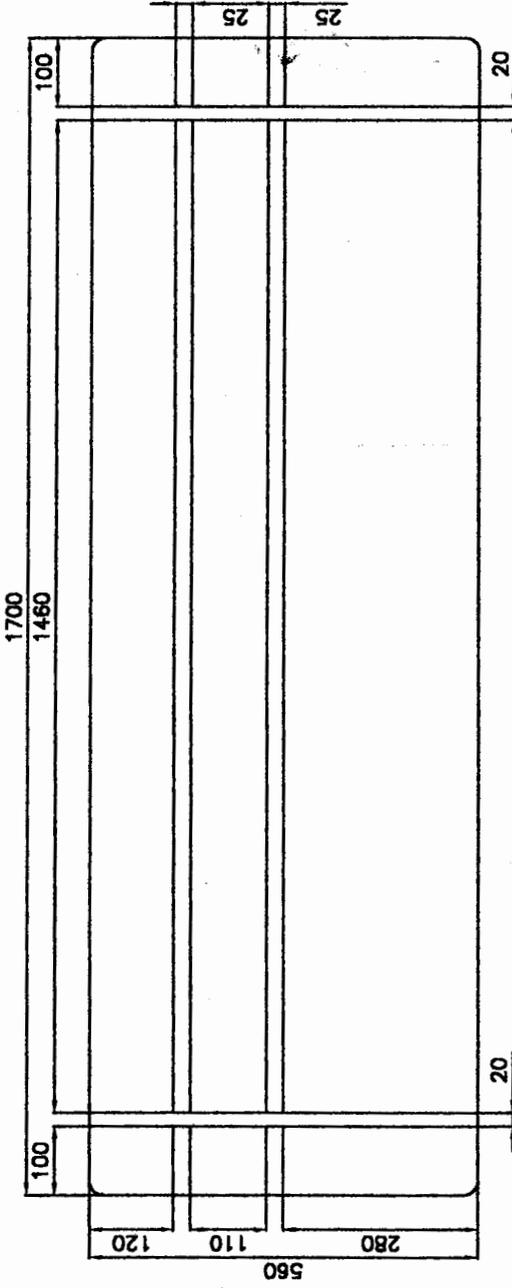
ESPOL

ESCALA  
1 : 2

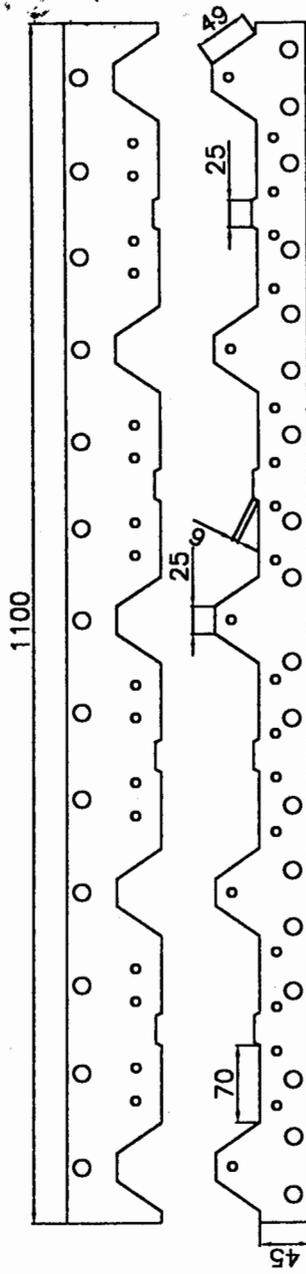
Lib. No.  
0

PLACA BASE PARA  
COLUMNA UPN

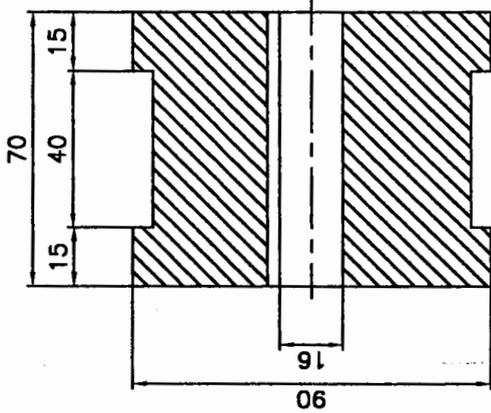
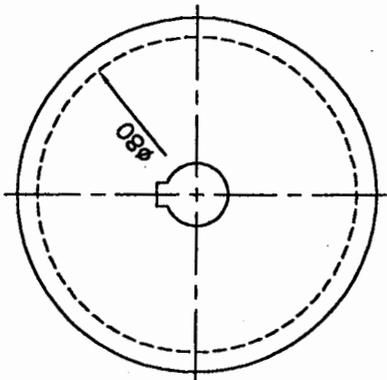




Nombre M. Luis		Fecha 03/01/2002		FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA	ESPOL
Diseño M. Luis		Fecha 03/01/2002			
Revisado M. Luis		Fecha 03/01/2002			
Aprobado M. Luis		Fecha 03/01/2002			
ESCALA: 1 : 0				PLACA BASE PARA CARRO DE CORTE	
Dib. No.: 0					



Nombre	Fecha	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Diseño	03/01/202		
Revisado	10/01/202		
Aprobado	11/01/202		
ESCALA:		CUCHILLAS	
1 : 5			
Dib. No.:			
10			



Nombre	Fecha
Al. Lora	03/01/02
Revisado Al. Higuera	10/01/02
Aprobado Al. Higuera	11/01/02

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

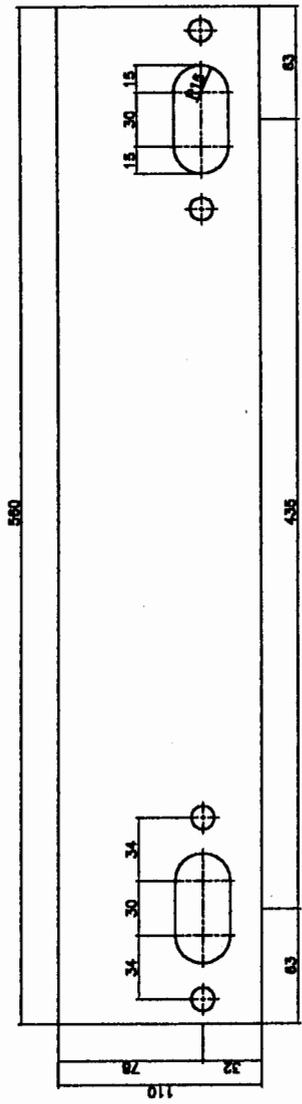
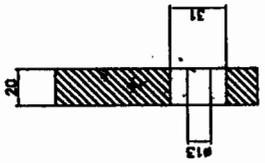
ESPOL



RUEDA

ESCALA:  
5/1

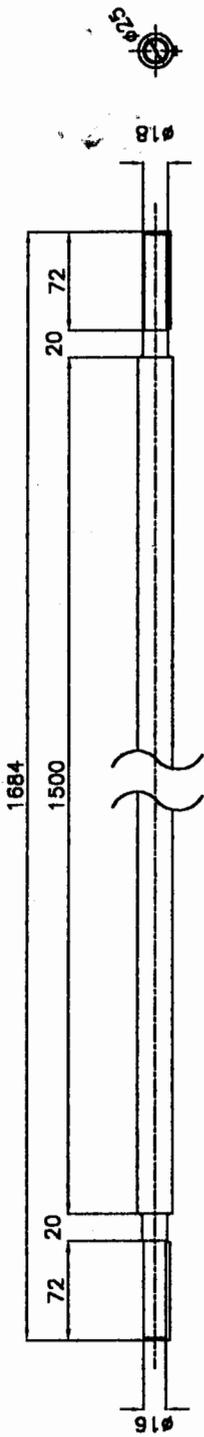
Obj. No. 11



Nombre	Fecha
Diseño M. León	03/01/02
Revisado H. Melgarejo	19/01/02
Aprobado H. Melgarejo	11/01/02

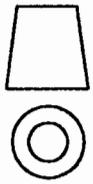
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		ESPOL
PLACAS ATIESADORAS		
ESCALA: 1 : 3		
Obs. No.: 12		



Nombre	Fecha
M. Lora	03/01/02
M. Higuera	19/01/02
M. Higuera	11/01/02

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

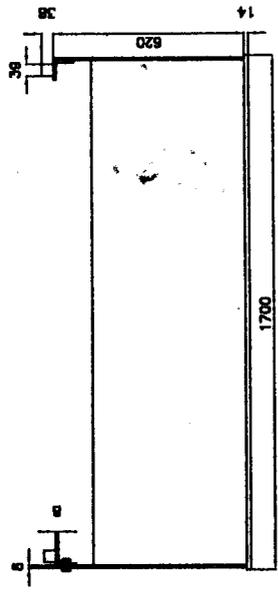
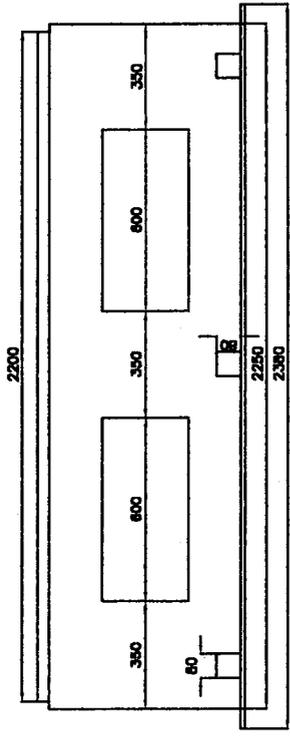
ESPOL



EJE

ESCALA:  
1 : 4

Lib. No.  
13

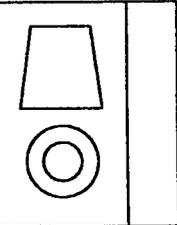


Nombre	Fecha
Diseño M. Lora	03/01/02
Revisado M. Higuera	10/01/02
Aprobado M. Higuera	11/01/02

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

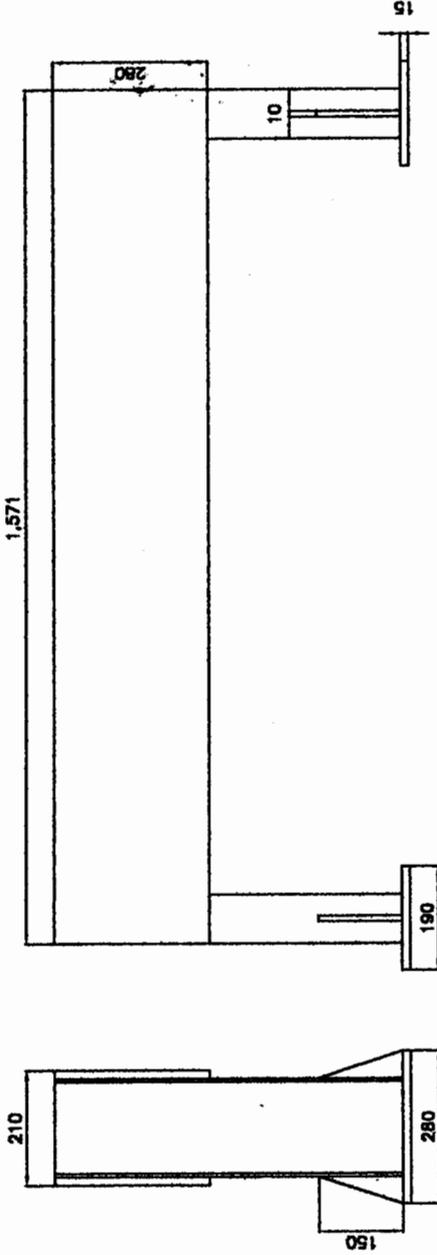
ESPOL

MESA DE CARRO



ESCALA:  
1 : 10

Dib. No.:  
14

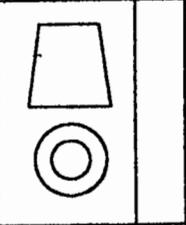


Nombre	Fecha
M. Lora	03/01/02
M. Hidalgo	19/01/02
M. Hidalgo	11/01/02

FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA

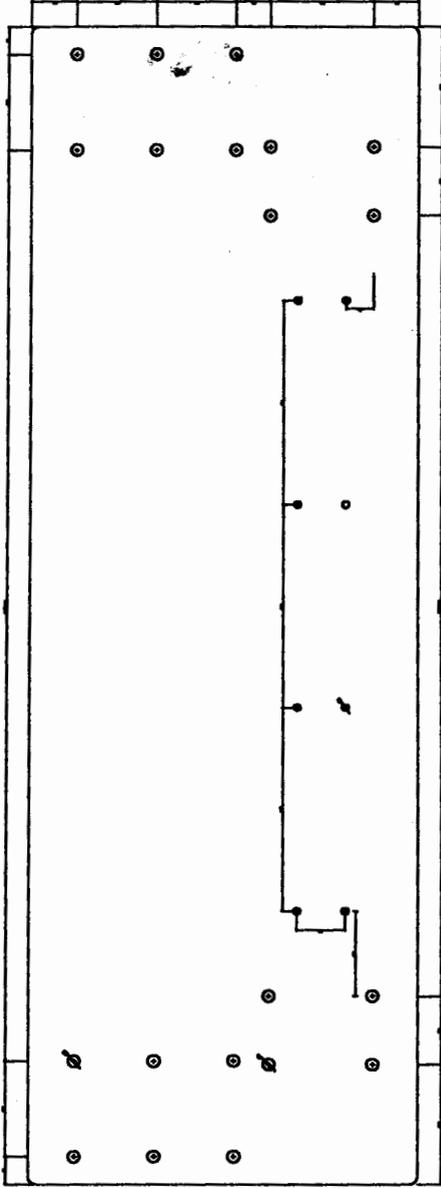
ESPOL

BASTIDOR DE  
SISTEMA DE CORTE



ESCALA:  
1 : 10

Dist. No. 15



Nombre M. Luis		Fecha 02/01/02		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
Diseño M. Luis		Fecha 10/01/02			
Revisado M. Higuera		Fecha 11/01/02			
ESCALA: 1 : 1				PLACA BASE	
Dib. Mec. 10					



## **APENDICES**

**TABLA I**

**VALORES DE ANALISIS QUIMICO Y PRUEBAS MECANICAS  
REALIZADOS AL MATERIAL GALVALUME Y GALVANIZADO.**

Espesor panel	Min Sy Mpa	Max Sy Mpa	Min Sut Mpa	Max Sut Mpa	Mínima Dureza Rockwell	Máxima Dureza Rockwell	% C
0,30	374	384	425	427	58	60	0,061
	367	372	415	419	58	59	0,053
	365	371	411	420	58	59	0,044
	357	379	410	426	55	59	0,052
0,35	357	357	422	423	55	55	0,055
	360	360	427	428	56	56	0,055
	363	426	410	475	57	61	0,052
	380	415	433	458	58	60	0,047
	377	490	421	477	59	61	0,055
	377	490	421	477	59	61	0,057
	361	366	409	410	61	62	0,041
	390	390	450	451	55	55	0,055
	365	365	420	421	56	56	0,060
	390	390	460	460	56	56	0,055
	370	370	430	431	56	56	0,050
	0,40	365	365	426	427	56	56
349		349	411	412	55	55	0,055
366		371	427	437	56	56	0,060
352		379	399	452	57	59	0,054
330		330	379	381	56	58	0,044
345		355	400	420	54	56	0,055
365		365	420	420	52	57	0,055
0,45	346	346	411	411	55	55	0,055
	356	358	423	426	58	58	0,050
	360	360	420	420	56	56	0,055
	325	325	380	380	54	54	0,055
0,55	357	357	429	429	59	59	0,055
	355	355	417	417	58	58	0,055
0,60	365	379	408	418	55	55	0,055
0,70	345	360	400	405	60	60	0,060

TABLA II

Datos experimentales de velocidad de paneles Galvalume de 0,35 mm.

e ( m )	t ( s )	v ( m/s )
3,00	5,45	0,5505
3,00	5,44	0,5515
3,00	5,44	0,5515
3,00	5,41	0,5545
3,00	5,38	0,5576
3,00	5,45	0,5505
3,00	5,45	0,5505
5,00	9,18	0,5447
5,00	9,03	0,5537
5,00	9,17	0,5453
5,00	9,16	0,5459
5,00	9,20	0,5435
5,00	9,19	0,5441
5,00	9,14	0,5470
5,00	9,01	0,5549
5,00	9,19	0,5441
5,00	9,16	0,5459
5,00	9,14	0,5470
5,00	9,04	0,5531
5,00	9,00	0,5556
5,00	9,04	0,5531
5,00	9,05	0,5525
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,08	0,5507
5,00	9,08	0,5507
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,00	0,5556
5,00	9,05	0,5525
5,00	9,00	0,5556
		16,5172
		0,550574

e ( m )	t ( s )	v ( m/s )
3,00	5,41	0,5545
3,00	5,40	0,5556
3,00	5,49	0,5464
3,00	5,42	0,5535
3,00	5,51	0,5445
3,00	5,49	0,5464
3,00	5,47	0,5484
5,00	9,17	0,5453
5,00	9,21	0,5429
5,00	9,17	0,5453
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,20	0,5435
5,00	9,13	0,5476
5,00	9,22	0,5423
5,00	8,99	0,5562
5,00	9,10	0,5495
5,00	9,03	0,5537
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,07	0,5513
5,00	8,91	0,5612
5,00	9,00	0,5556
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,09	0,5501
5,00	9,14	0,5470
5,00	9,11	0,5488
5,00	9,02	0,5543
5,00	9,10	0,5495
5,00	9,00	0,5556
5,00	9,00	0,5556
		16,5119
		0,550396

TABLA III

Datos experimentales de velocidad de paneles Galvalume de 0,40 mm.

e ( m )	t ( s )	v ( m/s )
5,00	9,02	0,5543
5,00	9,01	0,5549
5,00	9,09	0,5501
3,10	5,59	0,5546
5,00	9,11	0,5488
5,00	9,05	0,5525
6,70	11,98	0,5593
5,00	9,17	0,5453
5,00	9,06	0,5519
6,70	12,07	0,5551
5,00	9,13	0,5476
5,00	9,10	0,5495
5,00	9,12	0,5482
5,00	9,17	0,5453
5,00	9,02	0,5543
5,00	9,10	0,5495
5,00	9,11	0,5488
5,00	9,23	0,5417
5,00	9,21	0,5429
5,00	9,13	0,5476
5,00	9,17	0,5453
5,00	9,16	0,5459
5,00	9,20	0,5435
5,00	9,06	0,5519
5,00	9,08	0,5507
5,00	9,09	0,5501
5,00	9,12	0,5482
10,00	18,08	0,5531
5,00	9,00	0,5556
5,00	9,00	0,5556
		16,5018
		0,55006

e ( m )	t ( s )	v ( m/s )
3,10	5,63	0,5506
3,10	5,59	0,5546
3,10	5,60	0,5536
5,00	9,13	0,5476
3,10	5,63	0,5506
3,10	5,63	0,5506
5,00	9,15	0,5464
6,70	12,12	0,5528
6,70	12,11	0,5533
5,00	9,14	0,5470
6,70	12,15	0,5514
6,70	12,13	0,5523
6,70	12,14	0,5519
6,70	12,24	0,5474
9,50	17,27	0,5501
9,50	17,26	0,5504
9,50	17,19	0,5526
9,50	17,22	0,5517
9,50	17,38	0,5466
10,00	18,09	0,5528
10,00	18,14	0,5513
10,00	18,17	0,5504
10,00	18,21	0,5491
5,00	9,10	0,5495
10,00	18,23	0,5485
10,00	18,31	0,5461
10,00	18,29	0,5467
10,00	18,30	0,5464
10,00	18,29	0,5467
10,00	18,21	0,5491
		16,4985
		0,54995

TABLA IV

Datos experimentales de velocidad de paneles Galvalume.

**GALVALUME 0.50**

e ( m )	t ( s )	v (m/s)
2,00	3,41	0,5865
2,00	3,61	0,5540
2,00	3,73	0,5362
2,00	3,66	0,5464
2,00	3,58	0,5587
2,00	3,60	0,5556
2,00	3,58	0,5587
2,00	3,72	0,5376
2,00	3,74	0,5348
2,00	3,65	0,5479
2,00	3,67	0,5450
2,00	3,71	0,5391
2,00	3,76	0,5319
2,00	3,64	0,5495
2,00	3,92	0,5102
2,00	3,71	0,5391
7,50	13,42	0,5589
7,50	13,49	0,5560
7,50	13,44	0,5580
7,50	13,43	0,5585
7,50	13,41	0,5593
7,50	13,49	0,5560
7,50	13,64	0,5499
7,50	13,59	0,5519
7,50	13,62	0,5507
7,50	13,61	0,5511
7,50	13,55	0,5535
7,50	13,39	0,5601
7,50	13,49	0,5560
7,50	13,59	0,5519
		16,5026
		0,550086

**GALVALUME 0.60**

e ( m )	t ( s )	v (m/s)
7,50	13,70	0,5474
7,50	13,59	0,5519
7,50	13,50	0,5556
7,50	13,50	0,5556
7,50	13,60	0,5515
7,50	13,65	0,5495
7,50	13,70	0,5474
7,50	13,62	0,5507
7,50	13,56	0,5531
7,50	13,95	0,5376
7,50	13,68	0,5482
7,50	13,50	0,5556
6,75	12,26	0,5506
6,75	12,24	0,5515
9,50	17,27	0,5501
9,50	17,26	0,5504
9,50	17,19	0,5526
9,50	17,22	0,5517
9,50	17,17	0,5533
9,50	17,10	0,5556
9,50	17,20	0,5523
9,50	17,25	0,5507
10,00	18,20	0,5495
10,00	18,19	0,5498
10,00	18,20	0,5495
10,00	18,15	0,5510
10,00	18,12	0,5519
10,00	18,15	0,5510
10,00	18,27	0,5473
10,00	18,18	0,5501
		16,5226
		0,550754

**TABLA V**

Datos experimentales de velocidad de paneles Galvanizados.

**GALVANIZADO 0.45**

**GALVANIZADO 0.50**

e ( m )	t ( s )	v (m/s)
7,00	12,89	0,5431
7,00	12,65	0,5534
7,00	12,90	0,5426
7,00	12,85	0,5447
7,00	12,70	0,5512
7,00	12,65	0,5534
7,00	12,60	0,5556
7,00	12,55	0,5578
7,00	12,70	0,5512
7,00	12,75	0,5490
7,00	12,70	0,5512
7,00	12,80	0,5469
7,00	12,60	0,5556
7,00	12,70	0,5512
7,00	12,74	0,5495
7,00	12,76	0,5486
8,00	14,55	0,5498
8,00	14,40	0,5556
8,00	14,55	0,5498
8,00	14,53	0,5506
8,00	14,52	0,5510
8,00	14,58	0,5487
8,00	14,65	0,5461
8,00	14,40	0,5556
8,00	14,36	0,5571
8,00	14,35	0,5575
8,00	14,29	0,5598
8,00	14,34	0,5579
8,00	14,30	0,5594
8,00	14,50	0,5517
		16,5553
		0,551842

e ( m )	t ( s )	v (m/s)
3,50	6,45	0,5431
3,50	6,33	0,5534
3,50	6,45	0,5426
3,50	6,43	0,5447
3,50	6,35	0,5512
3,50	6,33	0,5534
3,50	6,30	0,5556
3,50	6,28	0,5578
3,50	6,35	0,5512
3,50	6,38	0,5490
3,50	6,35	0,5512
3,50	6,40	0,5469
3,50	6,30	0,5556
3,50	6,35	0,5512
3,50	6,37	0,5495
3,50	6,38	0,5486
6,00	10,91	0,5498
6,00	10,85	0,5530
6,00	10,88	0,5515
6,00	10,92	0,5495
6,00	10,75	0,5581
6,00	10,80	0,5556
6,00	10,96	0,5474
6,00	10,80	0,5556
6,00	10,77	0,5571
6,00	10,89	0,5510
6,00	10,72	0,5598
6,00	10,86	0,5525
6,00	10,88	0,5515
6,00	10,86	0,5525
		16,5495
		0,551649

TABLA VI

VALORES DE PRESION EN CADA CILINDRO  
EN FUNCION DEL DIAMETRO DEL PISTON

F / 2 Newton	F/2 kgf	D c/ pistón mm	Area cm <sup>2</sup>	Presión kgf/cm <sup>2</sup>
150000	15306,1	25,40	5,07	3.020,70
150000	15306,1	38,10	11,40	1.342,53
150000	15306,1	50,80	20,27	755,17
150000	15306,1	63,50	31,67	483,31
150000	15306,1	76,20	45,60	335,63
150000	15306,1	85,00	56,75	246,59
<b>150000</b>	<b>15306,1</b>	<b>101,60</b>	<b>81,07</b>	<b>188,79</b>
150000	15306,1	114,30	102,61	149,17
150000	15306,1	127,00	126,68	120,83
150000	15306,1	139,70	153,28	99,86
150000	15306,1	152,40	182,41	83,91

TABLA VII

VALORES DE CAUDAL QUE MANEJA LA BOMBA HIDRAULICA.

e carro m	v carro m/s	t carro s	t pistón s	e pistón m	v pistón m/s	Q = A* v pistón m³/seg	Q gal/ min	Q lt/min
0,100	0,55	0,18182	0,18182	0,05	0,27500	0,00223	35,3385	133,771
0,200	0,55	0,36364	0,36364	0,05	0,13750	0,00111	17,6692	66,885
0,300	0,55	0,54545	0,54545	0,05	0,09167	0,00074	11,7795	44,590
<b>0,400</b>	<b>0,55</b>	<b>0,72727</b>	<b>0,72727</b>	<b>0,05</b>	<b>0,06875</b>	<b>0,00056</b>	<b>8,8346</b>	<b>33,443</b>
0,500	0,55	0,90909	0,90909	0,05	0,05500	0,00045	7,0677	26,754
0,600	0,55	1,09091	1,09091	0,05	0,04583	0,00037	5,8897	22,295
0,700	0,55	1,27273	1,27273	0,05	0,03929	0,00032	5,0484	19,110
0,800	0,55	1,45455	1,45455	0,05	0,03438	0,00028	4,4173	16,721
0,900	0,55	1,63636	1,63636	0,05	0,03056	0,00025	3,9265	14,863
1,000	0,55	1,81818	1,81818	0,05	0,02750	0,00022	3,5338	13,377

TABLA VIII

COSTO DE LA LISTA DE ELEMENTOS HIDRAULICOS Y ACCESORIOS.

ELEMENTOS		Marca	Modelo	Cantidad	C. Unitario \$	Sub Total \$
Tanque o reservorio	1		ASH 210	1	250,00	250,00
Filtro de admisión	3		MP	1	90,00	90,00
Bomba de piñones	5	Atos	PFG 327	1	750,55	750,55
Acople motor - bomba	6		MP Filtre	1	75,00	75,00
Motor eléctrico 1800 rpm	7		14,5 KW	1	600,00	600,00
Válvula de máxima o de alivio	8	Atos	ARAM 15/20	2	435,00	870,00
Manómetro	9	WIKA	0 - 250 Bar	2	50,00	100,00
Válvula de paso	10		MP Filtre	1	250,00	250,00
Acumulador	11			1	1500,00	1500,00
Filtro de retorno	13		MP	1	140,00	140,00
Válvula Antiretorno	14			1	90,00	90,00
Válvula Direccional Solenoide4/3	15	Atos	Cetop 05	1	550,00	550,00
Válvula reguladora de flujo	16	Atos	AQFR 15	1	320,00	320,00
Cilindros doble efecto	17		CK 125	2	520,00	1040,00
Brida de acoplamiento			A ISO MF3	2	125,00	250,00
Accesorios				1	500,00	500,00
Montaje puesta en servicio				1	400,00	400,00
						7775,55

TABLA IX

COSTO DE MATERIALES PARA TABLERO ELECTRICO GENERAL

MATERIALES	CANTIDAD		COSTO
Tablero metálico	1		\$ 51,71
Relé 3A 3C de 110 V con base	6		\$ 37,49
Soquet sobrepuesto para relé	6		\$ 21,16
Borneras para cable # 8	4		\$ 10,88
Borneras para cable # 14	26		\$ 31,45
Borneras para cable # 18	5		\$ 6,04
Pieza final para borneras	4		\$ 6,04
Rieles de 40 cm	2		\$ 1,66
Amarras plásticas de 100 mm	100		\$ 0,70
Contactador 50 A	1		\$ 78,92
Bobina 220 V 60 Hz	1		\$ 11,39
Selector manual / automático	1		\$ 14,11
Switch de llave	1		\$ 15,50
Luz piloto color rojo	1		\$ 8,97
Luz piloto color verde	1		\$ 8,97
Luz piloto color naranja	1		\$ 8,97
Pulsador de emergencia 1 NC	1		\$ 19,15
Contador digital	1		\$ 166,32
Pulsador verde	1		\$ 9,67
Pulsador rojo	1		\$ 9,67
Cable flexible # 14		200 m	\$ 36,28
Cable concéntrico 4 x 14		4 m	\$ 5,55
Anillos marcadores 0-9			\$ 0,11
<b>Sub total de materiales</b>			<b>\$ 560,71</b>

TABLA X

COSTO DE LA LISTA DE ELEMENTOS NEUMATICOS Y ACCESORIOS.

ELEMENTOS	MODELO	Cantidad	C. Unitario	Sub Total
Cilindro neumático diám. 80 carrera 150	0,011,060,150	2	233,91	467,82
Electroválvula 5/3 C/Cerrada G12 220 V	SC-460-4E2C	1	165,18	165,18
Horquillas para cilindro . Diámetro 80 mm	0,011,000,010	2	76,24	152,48
Regulador de caudal unidireccional 10 mm	JSC10-03	4	17,62	70,47
T de 10 mm	JPE10	2	3,32	6,63
Conector codo de 1/2" x 10	JPL10-04	2	4,73	9,45
Conector recto de 1/2" x 10	JPC10-04	2	3,06	6,12
Silenciador plástico de 1/2"	PSL - 04	2	2,71	5,42
Tubo de 10 mm	UM10-65	10 m	1,96	17,50
Interruptor magnético	0,900,000,533	4	39,50	158,01
Soporte para interruptor magnético.	0,011,000,017	4	14,06	56,22
Cilindro neumático diám 100 carrera 880 mm	0,0052,060,880	1	446,79	446,79
Electroválvula 5/3 C/Cerrada G12 220 V	MVSC-460-4E2C	1	165,18	165,18
Horquilla para cilindro diámetro 100	0,011,000,010	1	76,24	76,24
Regulador de caudal unidireccional 12 mm	JSC12-04	2	20,94	41,89
Conector codo G12 12 mm	JPL12-04	2	4,73	9,45
Conector recto G12 12 mm	JPC12-04	2	3,06	6,12
T lateral de 1/2 "	JPB12-04	1	7,85	7,85
Unidad FRL G 1/2	0,101,003,564	1	139,89	139,89
Válvula coalizante G12	0,400,000,944	1	71,79	71,79
Sensor SMU y soporte	0,900,000,533	2	43,58	87,16
Tubo de 12 mm	UM1280	6 m	2,38	15,99
Silenciador plástico de 1/2 "	PSL-04	2	2,42	4,84
				2188,48

TABLA XI

COSTO DE LISTA DE ACEROS PARA CARRO

Material	Cantidad	Peso ( kg )	Sub total \$
Planchas de acero A36 :			
1570 x 280 x 15 mm	2	103,52	39,34
280 x 190 x 15 mm	2	12,52	4,76
560 x 110 x 20 mm	2	19,33	7,35
1460 x 110 x 25 mm	2	63,03	23,95
1700 x 560 x 20 mm	1	149,45	56,79
180 x 180 x 15 mm	2	7,62	2,90
180 x 250 x 15 mm	4	21,18	8,05
200 x 150 x 15 mm	2	7,07	2,68
Triángulos rigidizadores columnas	4	1,16	0,44
Triángulos rigidizadores placa base	4	4,31	1,64
Cuchilla inferior y superior	2	48,00	
Mordazas de prensachapas	2	25,00	
Pórtico estructura para cuchillas	1	130,00	
Chumaceras de pared (2 pernos)	4	2,36	93,27
UPN 100 x 50 x 6 mm x 228	2	4,82	2,26
U 100 x 50 x 6 mm x 1300	1	11,26	5,29
Bridas diám 150 x 25 mm (hidráulicos)	2		2,57
Bridas diám 100 x 10 mm ( neumáticos)	2		0,91
Placa 110 x 110 x 15 mm (base campana)	1	1,41	0,53
IPE 180 x 90 x 5,3 x 628 mm	2	23,60	11,25
Angulos 40 x 4 x 1100 mm	2	5,07	2,15
Ruedas de acero	4	9,85	11,83
Acero AISI 1045 d = 25 mm			
ejes largo aprox. 1800 mm	2	11,52	13,82
Correderas de teflón	2	0,50	50,00
Cilindro neumático / prensachapa	2	6,50	
Cilindro hidráulico	2	66,87	
Soldadura, pernos, tuercas, accesorios		4,05	100,08
		740,00	441,85

**TABLA XII**

**COSTO DE LISTA DE ACEROS PARA LA MESA.**

<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Peso ( kg )</b>	<b>Sub total \$</b>
<b>Planchas de acero A36</b>			
620 x 1685 x 8 mm	2	131,21	49,86
620 x 2250 x 8 mm	2	175,21	66,58
1700 x 2380 x 14 mm	1	444,65	168,97
1668 x 500 x 8 mm	1	52,37	19,90
Triángulos 150 x 150 x 212 x 8 mm	8	5,65	2,15
Angulos de 63,5 x 8 mm x 2200 mm	2	30,80	14,48
<b>Acero ASSAB 760 ( Rieles ) Barra □</b>			
38,1 x 38,1 x 2200 mm	2	50,12	135,32
<b>Soldadura , pernos, tuercas, varios</b>		10,00	100,00
		<b>900,01</b>	<b>557,25</b>

TABLA XIII

DIAGRAMA DE SECUENCIAS DE OPERACIÓN DE SOLENOIDES

OPERACIÓN	V. Neumática SOLENOIDE A	V. Hidráulica SOLENOIDE B	V. Neumática SOLENOIDE C
BAJAR PISTONES DE PRENSACHAPA			
BAJAR PISTONES DE CUCHILLA CORTE			
SUBIR PISTONES DE CUCHILLA CORTE			
SUBIR PISTONES DE PRENSACHAPA			
SALIDA DE PISTON NEUMATICO IZQUIERDA			
REGRESO DE PISTON NEUMAT. DERECHA			



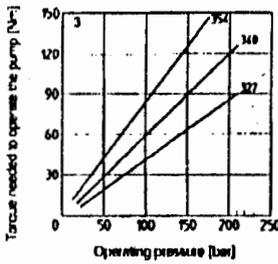
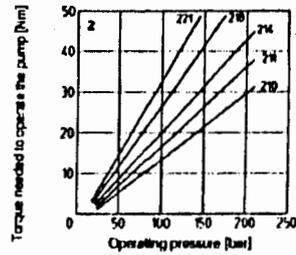
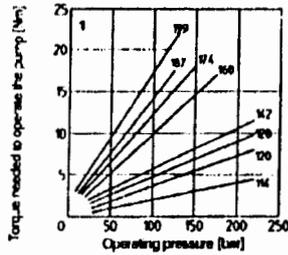
### 3 MAIN CHARACTERISTICS OF GEAR PUMPS TYPE PFG

Installation position	Any position								
Loads on the shaft	Axial and radial loads are not allowed on the shaft. The coupling should be sized to absorb the peak horsepower developed.								
Ambient temperature	from -20°C to +70°C								
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524...535; for other fluids see section III								
Recommended viscosity	<table border="0"> <tr> <td>max at cold start</td> <td>800 mm<sup>2</sup>/s</td> </tr> <tr> <td>max at full power</td> <td>100 mm<sup>2</sup>/s</td> </tr> <tr> <td>during operation</td> <td>24 mm<sup>2</sup>/s</td> </tr> <tr> <td>min at full power</td> <td>10 mm<sup>2</sup>/s</td> </tr> </table>	max at cold start	800 mm <sup>2</sup> /s	max at full power	100 mm <sup>2</sup> /s	during operation	24 mm <sup>2</sup> /s	min at full power	10 mm <sup>2</sup> /s
max at cold start	800 mm <sup>2</sup> /s								
max at full power	100 mm <sup>2</sup> /s								
during operation	24 mm <sup>2</sup> /s								
min at full power	10 mm <sup>2</sup> /s								
Fluid contamination class	ISO 18/18 (filters at 25 µm value with 8µm ≥ 75 recommended)								
Fluid temperature	T < 70°C								

### 4 DIAGRAMS

#### 4.1 = Torque versus pressure diagram

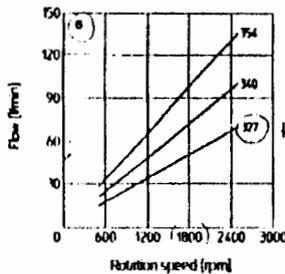
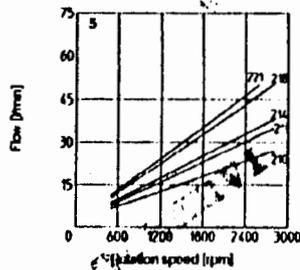
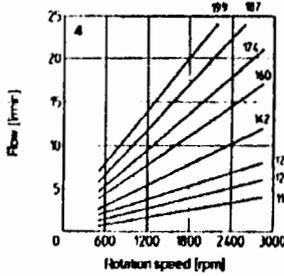
- 1 = PFG-1
- 2 = PFG-2
- 3 = PFG-3



$$T = 100 \text{ N} \cdot \text{m}$$

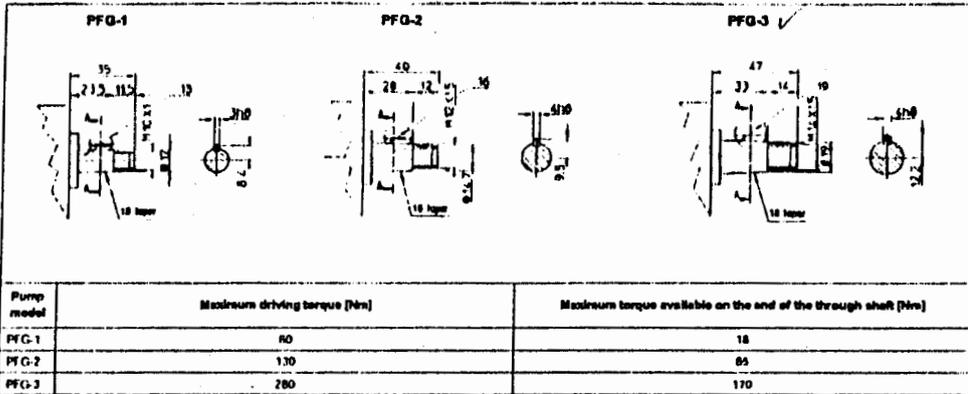
#### 4.2 = Flow versus speed diagram stated at 7 bar

- 4 = PFG-1
- 5 = PFG-2
- 6 = PFG-3



PFG 327

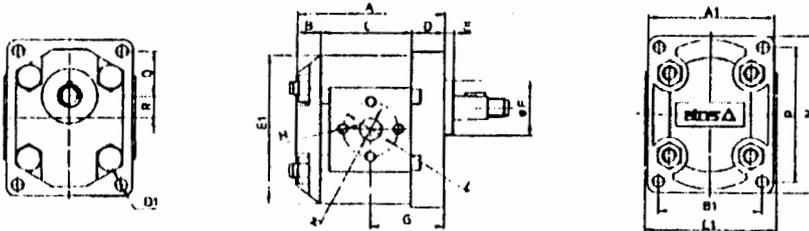
5 DRIVE SHAFT AND LIMIT OF TORQUE



The values of torque needed to operate the pumps are shown for each type of the 'torque versus pressure diagram' at section B.

6 DIMENSIONS OF SINGLE PUMPS (mm)

LIIPONASERVI



Elbow adapters can be supplied with the pump, see Tab. K120

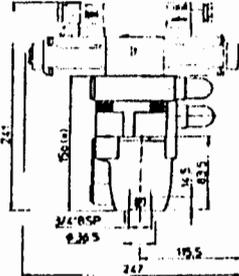
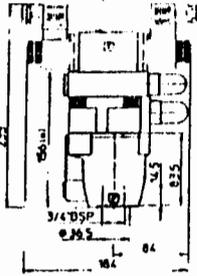
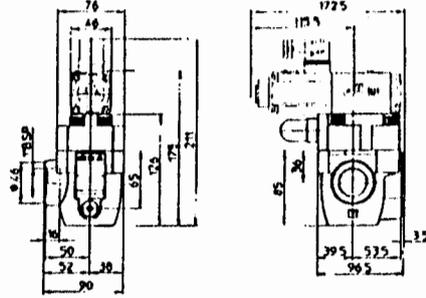
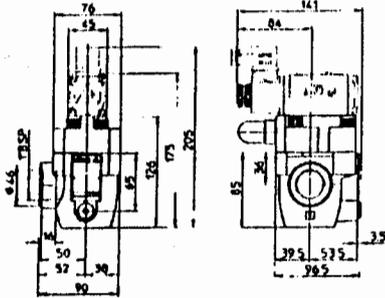
Pump model	A	B	C	D	E	ØF	G	H	ØL	In	ØM	Out	N	P	Q	R	A1	B1	C1	ØD1	E1	Mass Kg	
PFG-114	80		43				40																
PFG-120	82		45				41																
PFG-128	84		47				42																
PFG-142	88	19	51	18	5,5	30,8	44	M8	30	12	12	85	73	24,5	12	88	56	71	6,5	81		1,5	
PFG-180	94		57				47																
PFG-174	98		61				49																
PFG-187	103		66				51,5																
PFG-199	108		71				54																
PFG-210	103		59				49,5			13													
PFG-211	108		62				51																2,5
PFG-214	110	25	66	19	5	38,5	57	M8	40	19	13	113,5	96	32,49	15,5	89	71,5	90	6,5	102			3
PFG-218	116		72				58																
PFG-221	121		77				58,5					19											
PFG-327	137,5		83				68					19											8
PFG-340	142,5	26,5	97	24	5	50,8	70,5	M10	56	27		149	128	43	22	118	98,5	120	10,5	149			8,5
PFG-354	151,5		101				75					27											7

**8 DIMENSIONS [mm]**

Dotted line for ARAM with solenoid valve type DH

**ARAM-20**

Dotted line for ARAM with solenoid valve type EMK



(\*) Only for versions /20, /21, /22, /32

Mass:  
without solenoid valve: 3.9 Kg  
with single solenoid valve: 5.1 Kg  
with double solenoid valve: 5.7 Kg

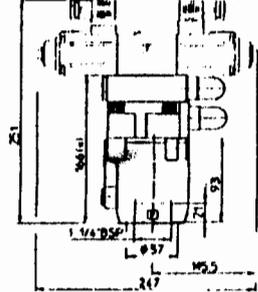
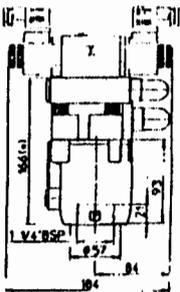
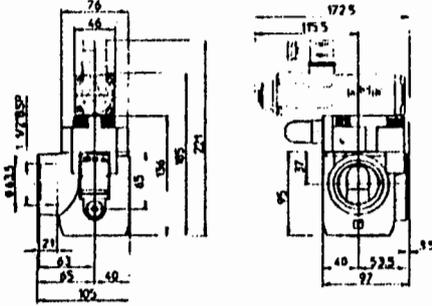
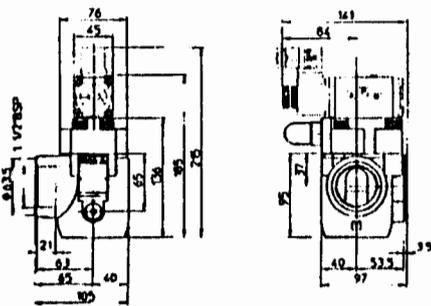
(\*) Only for versions /20, /21, /22, /32

Mass:  
without solenoid valve: 3.9 Kg  
with single solenoid valve: 5.8 Kg  
with double solenoid valve: 6.9 Kg

Dotted line for ARAM with solenoid valve type DH

**ARAM-32**

Dotted line for ARAM with solenoid valve type DMO



(\*) Only for versions /20, /21, /22, /32

Mass:  
without solenoid valve: 4.7 Kg  
with single solenoid valve: 6.7 Kg  
with double solenoid valve: 8.3 Kg

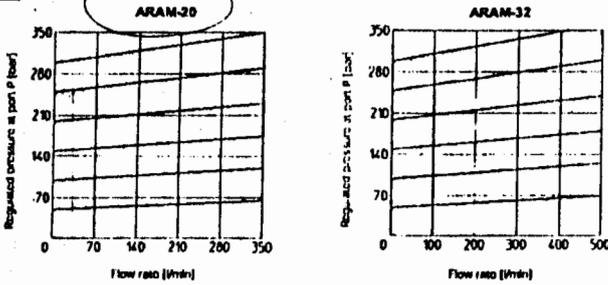
(\*) Only for versions /20, /21, /22, /32

Mass:  
without solenoid valve: 4.7 Kg  
with single solenoid valve: 8.8 Kg  
with double solenoid valve: 1.3 Kg

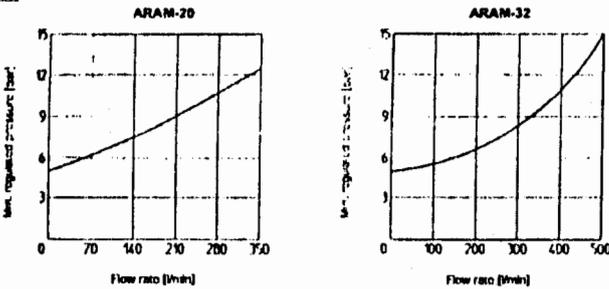
### 3 MAIN CHARACTERISTICS OF PRESSURE CONTROL VALVES TYPE ARAM

Assembly position / location	Any position
Ambient temperature	20°C to + 70°C
Fluid	Hydraulic oil as per ISO 61574 ... 535, for other fluids see section (1)
Recommended viscosity	15 - 100 mm <sup>2</sup> /s at 40°C (ISO VG 15 - 100)
Fluid contamination class	ISO 15/16, or filtered with in-line filters at 25 µm value and β <sub>1</sub> ≥ 75 (recommended)
Fluid temperature	T ≤ 80°C, if T ≥ 60°C select /PE seals

### 4 REGULATED PRESSURE VERSUS FLOW DIAGRAMS based on fluid viscosity of 25 mm<sup>2</sup>/s at 40°C



### 5 MINIMUM PRESSURE VERSUS FLOW DIAGRAMS based on fluid viscosity of 25 mm<sup>2</sup>/s at 40°C



### 6 ELECTRIC CONNECTORS ACCORDING TO DIN 43850 FOR ARAM WITH SOLENOID VALVE

The connectors must be ordered separately

Code of connector	Function
SP-886	Connector IP 65, suitable for direct connection to electric supply source
SP-887	As SP-886 connector IP 65 but with built-in signal lead, suitable for direct connection to electric supply source
SP-888	With built-in receiver (bridge) for supplying IEC coils by alternating current (AC). Only for versions 13R

For other available connectors see sub E010 and K500.

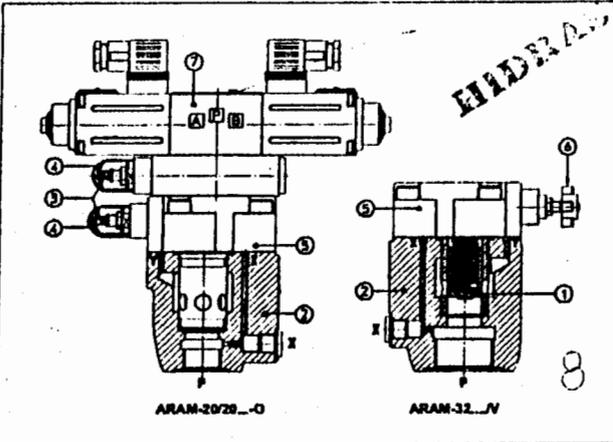
### 7 ELECTRIC FEATURES FOR ARAM WITH SOLENOID VALVE

Type of solenoid	External supply nominal voltage (1) (2)	Type of connector	Power consumption (4)	Code of spare coil (6)	Colour of coil label
CI	ELECTRIC CURRENT	6 DC	33 W	SP CCI1 6DC /80	brown
		12 DC		SP CCI1 12DC /80	green
		24 DC		SP CCI1 24DC /80	red
	ALTERNATE CURRENT	110/50 AC (3)	60 VA (5)	SP CCI1 110/50/80AC /80	yellow
		120/50 AC		SP CCI1 120/50/80 AC /80	white
		230/50 AC (3)		SP CCI1 230/50/80 AC /80	light blue
CO	ELECTRIC CURRENT	12 DC	32 W		
		24 DC			
		110 DC			
	ALTERNATE CURRENT	110/50 AC	40 VA		
		120/50 AC			
		230/50 AC			

- (1) Tolerance on the nominal voltage is ±10%
- (2) For other supply voltages available on request see technical table E010
- (3) Coil can be supplied also with 60 Hz of voltage frequency in this case the performance parameters are reduced by 10 - 15% and the power consumption is 55 VA
- (4) Average values based on tests performed at nominal hydraulic condition and ambient/coil temperature of 20°C
- (5) When solenoid is energized, the inrush current is approx 3 times the holding current. Inrush current values correspond to a power consumption of about 150 VA
- (6) Protection class II, Duty cycle 100%. Connector protection degree: IP 65

## Pressure relief valves type ARAM

two stage, in line mounting - 3/4" and 1/4" BSP threaded ports



ARAM are double stage pressure relief valve with balanced puppet and BSP threaded ports.

In standard versions the piloting pressure of the poppet (1) of the main stage (2) is regulated by means of a grub screw (3) protected by cap (4) in the cover (5). Optional versions with setting adjustment by handwheel (4) instead of the grub screw are available on request. Clockwise rotation increases the pressure.

These valves can be equipped with a venting solenoid valve (7) (for normally open or normally closed valves). Another setting control can be made through the independent pilot port.

Threaded ports: 3/4" BSP, 1/4" BSP.  
 Max flow: 350, 500 l/min respectively.  
 Pressure up to 350 bar.

Valves designed to operate in hydraulic systems with hydraulic mineral oil or synthetic fluid having similar lubricating characteristics

### 1 MODEL CODES

<b>ARAM</b>	- 20 / 2	0 / 210	/100/100	IV	- J	X	24DC	00	
ARAM - pressure relief valve threaded port connections	(1)	(1)	(1)		(1)	(1)	(1)		Synthetic fluids: AWD = water glycol P/E = phosphate ester
Size: 20 = port P 3/4" BSP 32 = port P 1/4" BSP									Design number
Number of the different setting pressure values: 1 = one setting pressure 2 = two setting pressure 3 = three setting pressure									Supply voltage, see section II: 24 = solenoid valve without cable (only for Oil solenoid)
0 = venting with de-energized solenoid 1 = venting with energized solenoid 2 = without venting									X = without Laminator See section II for available connectors, to be ordered separately
Pressure range: 100 = 5 - 100 bar; 210 = 7 - 210 bar; 350 = 5 - 350 bar									Solenoid of pilot valve: - J = solenoid OI (D/F) for AC and DC supply - O = solenoid OO (H/H) for DC supply
									Options: IV = setting adjustment by handwheel instead of a grub screw protected by cap

Pressure range of second/third setting:  
 100 = 5 - 100 bar; 210 = 7 - 210 bar; 350 = 5 - 350 bar

(1) Only for ARAM with solenoid valve for venting and/or for the selection of the setting pressure

### 2 HYDRAULIC CHARACTERISTICS

Valve model	ARAM-20		ARAM-32
Max flow [l/min]	350		500
Pressure range [bar]	5-100, 7-210, 5-350		

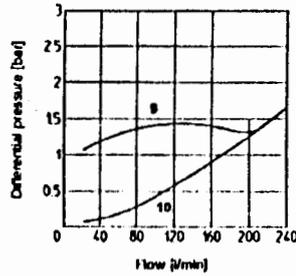
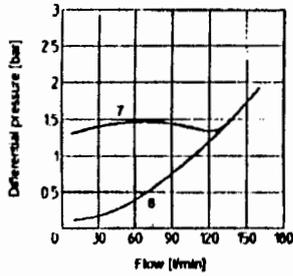
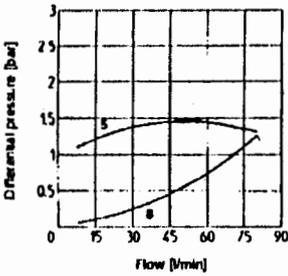
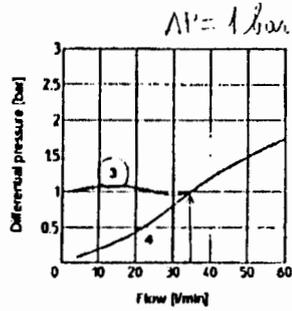
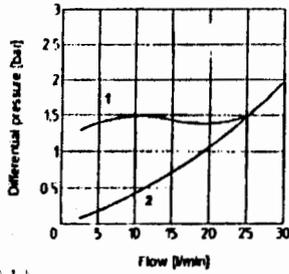
**3 MAIN CHARACTERISTICS OF FLOW RESTRICTOR VALVES TYPE AQFR**

Assembly position / location	Any position
Ambient temperature	-20°C to +70°C
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51525...538; for other fluids see section II
Recommended viscosity	15 - 100 mm <sup>2</sup> /sec at 40°C (ISO VG 15 +100)
Fluid contamination class	ISO 18/16, achieved with in line filters at 25 µm value and β <sub>10</sub> ≥ 75 (recommended)
Fluid temperature	T ≤ 80°C, if T ≥ 60°C select /PE seals

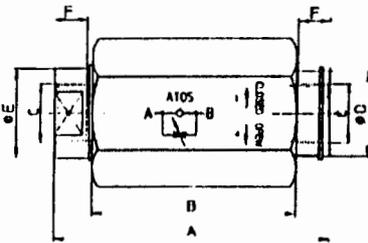
**4 DIAGRAMS**

4.1 Q/Δp diagram through the check valve for free flow B → A with the throttle valve fully open and fully closed

- 1 = AQFR-10 fully closed
- 2 = AQFR-10 fully open
- 3 = AQFR-15 fully closed
- 4 = AQFR-15 fully open
- 5 = AQFR-20 fully closed
- 6 = AQFR-20 fully open
- 7 = AQFR-25 fully closed
- 8 = AQFR-25 fully open
- 9 = AQFR-32 fully closed
- 10 = AQFR-32 fully open



**5 DIMENSIONS (mm)**

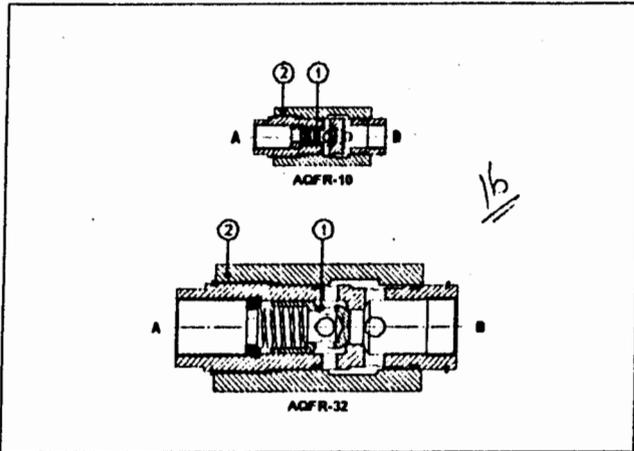


Valvo model	A	B	C	ØD	ØE	F	G	H	Masa [Kg]
AQFR-10	91	68	3/8" BSP	28	25	13	24	41	0,7
AQFR-15	105	78	1/2" BSP	32	30	15	27	46	1
AQFR-20	127	95,5	3/4" BSP	38	34	17	32	55	1,6
AQFR-25	151	112	1" BSP	48	45	19	42	75	1,5
AQFR-32	196	145	1 1/4" BSP	63	60	21	55	90	6,5



## Flow restrictor valves type AQFR

in-line mounting - from 3/8" BSP to 1 1/4" BSP threaded ports



AQFR are flow throttling valves not compensated with a built-in check valve ① to allow the free flow in the opposite direction.

The flow adjustment is done by turning the external hexagon ②. Clockwise rotation increases the throttling (passage reduced). The regulated flow is a function of the pressure drop existing between the inlet and outlet ports.

They are available in five sizes: from 3/8" to 1 1/4" BSP with flow up 30, 50, 80, 160, 250 l/min respectively and pressure up to 400/350 bar (depending on size).

Valves designed to operate in hydraulic systems with hydraulic mineral oil or synthetic fluid having similar lubricating characteristics.

**1 MODEL CODE**

**AQF**      R - 10      \*\*      P

Throttling valve  
in-line mounting

R = With check valve for line reverse flow

Synthetic fluids  
AWG = water glycol  
PPE = phosphate ester

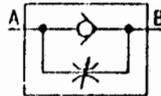
Size and parts dimensions:  
 10 = 3/8" BSP  
 15 = 1/2" BSP ✓  
 20 = 3/4" BSP  
 25 = 1" BSP  
 32 = 1 1/4" BSP

Design number

**INTERASISTEMI**

**2 HYDRAULIC CHARACTERISTICS**

Hydraulic symbol



Valve model	AQFR-10	AQFR-15	AQFR-20	AQFR-25	AQFR-32
Max recommended flow [l/min]	30	50 ✓	80	160	250
Max pressure [bar]	400	350			

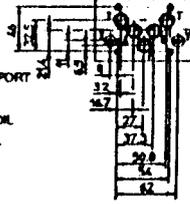
13 DIMENSIONS FOR DPH\*-1 AND DPH\*-2 [mm]

ISO/Catop 05

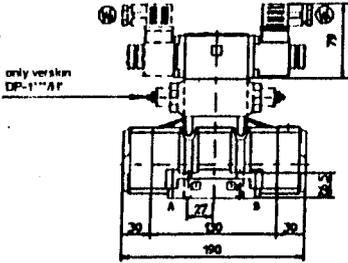
ISO/Catop 05 MOUNTING SURFACE

- 4 locking bolts
- 4 socket head screws CHC M6x40
- Diameter of ports A, B, P, T:  $\varnothing = 11$  mm;
- Diameter of ports X, Y:  $\varnothing = 5$  mm;
- Seals: 5 OR 2050
- 2 OR 106

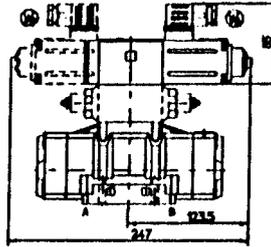
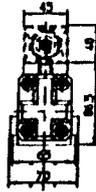
- P = PRESSURE PORT
- A,B = USE PORT
- T = TANK PORT
- X = EXTERNAL OIL PILOT PORT
- Y = DRAIN PORT



DPH1  
DPHU



only version  
DP-1111AF



DPH0

Mass of basic versions:  
kg 6,5 (one solenoid)  
kg 6,8 (two solenoids)

LEADER ADVANTAGE

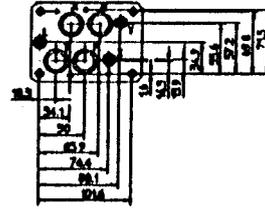
Mass of basic versions:  
kg 6,9 (one solenoid)  
kg 7,6 (two solenoids)

ISO/Catop 07

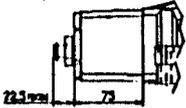
ISO/Catop 07 MOUNTING SURFACE

- 4 locking bolts
- 4 socket head screws M10x50
- 2 socket head screws M6x40
- Diameter of ports A, B, P, T:  $\varnothing = 20$  mm;
- Diameter of ports X, Y:  $\varnothing = 7$  mm;
- Diameter of ports L:  $\varnothing = 5$  mm;
- Seals: 4 OR 130, 3 OR 108

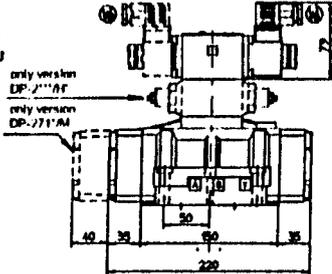
- P = PRESSURE PORT
- A,B = USE PORT
- T = TANK PORT
- X = EXTERNAL OIL PILOT PORT
- Y = DRAIN PORT
- L = DRAIN PORT FOR HYDRAULIC CENTERING DEVICE used only for A1 versions



Stroke adjustment device for option 5

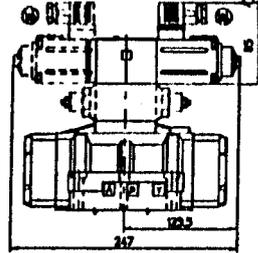
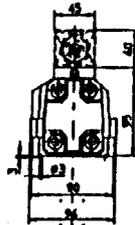


DPH1  
DPHU



only version  
DP-7111AF

only version  
DP-7711AF



DPH0

Mass of basic versions:  
kg 9 (one solenoid)  
kg 9,3 (two solenoids)

Mass of basic versions:  
kg 9,4 (one solenoid)  
kg 10,1 (two solenoids)

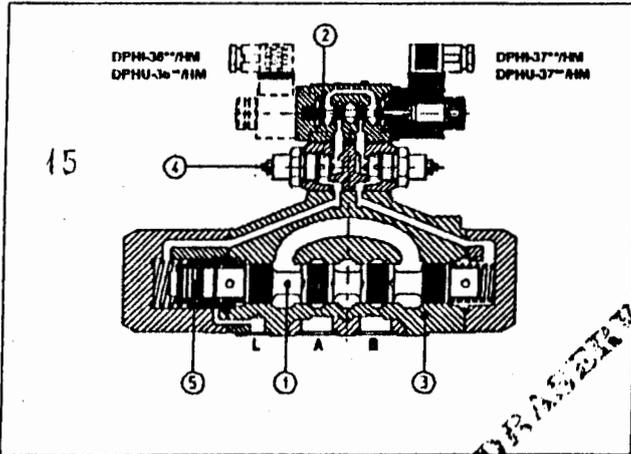
Overall dimensions refer to valves with connectors type SP-868

14 MOUNTING SUBPLATES FOR DPH\*-1 AND DPH\*-2

Valve	Model	Ports locations	BBP ports		Ø Counterbore [mm]		Mass [Kg]
			A, B, P, T	X, Y	A, B, P, T	X, Y	
DPH*-1	BA-428	Ports A, B, P, T, X, Y underneath.	3/4"	1/4"	36,5	21,5	5,8
DPH*-1	BA-434	Ports P, T, X, Y underneath; ports A, B on lateral side	3/4"	1/4"	36,5	21,5	5,5
DPH*-2	BA-418 (UK)	Ports A, B, P, T, X, Y (L) underneath.	3/4"	1/4"	36,5	21,5	3,5
DPH*-2	BA-518 (UK)	Ports A, B, P, T, X, Y (L) underneath.	1"	1/4"	46	21,5	8
DPH*-2	BA-519 (UK)	Ports P, T, X, Y (L) underneath; ports A, B on lateral side	1"	1/4"	40	21,5	6

# Solenoid directional valve type DPHI, DPHU, DPHO

two stage, pilot operated, ISO/Cetop size 05, 07, 08 and 10



DPHI, DPHU and DPHO are spool (1) type, two or three position directional piloted solenoid valves designed to operate in oil hydraulic systems. They are actuated by a direct solenoid valve (2).

- DHI suitable for AC and DC supply;
- DHU suitable for DC supply with improved performances;
- DHO for DC supply, high performances.

Shell-moulding castings (3) machined by transfer lines and then cleaned by thermal detinting. Optimized flow paths largely bored with wide channels to tank for low pressure drops.

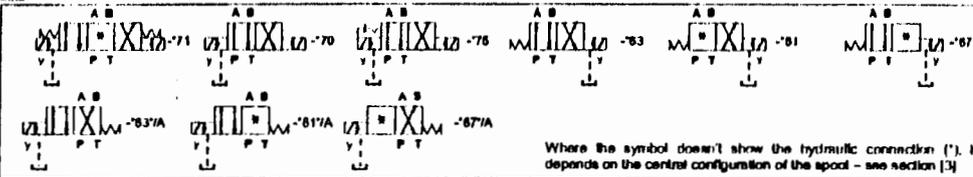
Valves can be supplied with optional devices for control of switching times (4) and with optional hydraulic centering device of main spool (5).

In DPHI and DPHU, coils are easily replaceable without aid of tools. Rugged execution suitable for outdoor use. Mounting interface: ISO/Cetop 05, 07, 08, 10. Max flow up to 140, 300, 650, 1000 l/min. Pressure up to 360 bar.

**1 MODEL CODE**

<b>DPH</b>	<b>1</b>	<b>- 1</b>	<b>71</b>	<b>1</b>	<b>IA - X</b>	<b>24DC</b>	<b>~</b>	<b>P</b>
Printed directional control valve Solenoid of pilot valve: 1 = solenoid (I) for AC and DC supply; U = solenoid (U) for DC supply; D = solenoid (D) for DC supply.								Synthetic fluids: AWD = water-glycol PE = phosphate ester
Valve size: 1 = ISO/Cetop 05 2 = ISO/Cetop 07 3 = ISO/Cetop 08 4 = ISO/Cetop 10								Design number
Valve configuration, see section (2): 01 = 1 single solenoid, center plus external position, spring centered 03 = 1 single solenoid, 2 external positions, spring raised 07 = 1 single solenoid, center plus external position, spring raised 70 = 2 double solenoid, 2 external positions, without springs 71 = 2 double solenoid, 3 positions, spring centered 75 = 2 double solenoid, 2 external positions, with detent (not available for DPHO variants)								Supply voltage, see section (7): 00 = solenoid valve without coils (only for CI and CU solenoids)
Coil configurations are available on request.						X = without connector See section (6) for available connectors, to be ordered separately.		
					Options, see note 1 at section (5)			
					Spool type, see section (3)			

**2 CONFIGURATION**

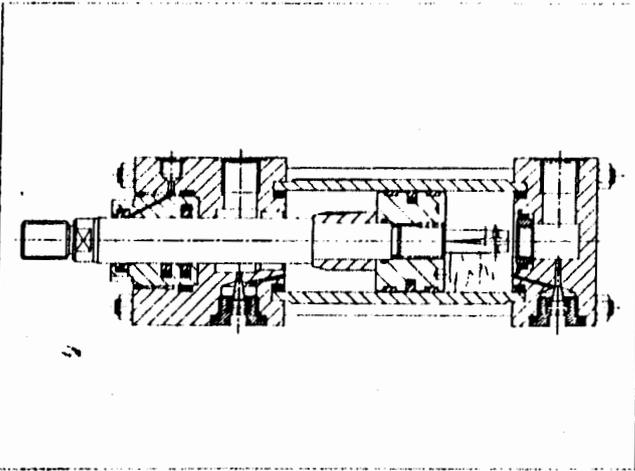


**3 SPOOLS** - for intermediate passages, see tab. E001



# Hydraulic cylinders type CK and CH • standard square heads

to ISO 6020-2- 1991. DIN 24554. AFNOR NFE 48-016  
double acting - nominal pressure 160 bar - maximum pressure 250 bar - design 20.



- Ten bore diameters from 25 to 200 mm; diameters 250-320-400 mm see tab. B160.
- Type CK with square cylinder heads assembled with tie-rods.
- Type CH (63 + 200) with square cylinder heads assembled with counterflange.
- Normalized strokes: 25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250 (bold character = quick delivery); strokes up to 5000 mm available on request.
- Various rod options.
- Guides designed with abundant overload margin.
- Seals with seats to ISO 7425.
- Available options: built-in subplates, air bleed valves, proximity sensors, adjustable cushioning.
- Also in version with built-in position transducer - see tab. B310.
- Rod attachments: see tab. B500.

**MODEL CODE**

**CK P / 10 - 50 / 22/22+0500 - S 3 0 8 A 20**

**Cylinder series**  
CK: according to ISO 6020 - 2/91 and DIN 24554  
CH: Type assembled with counterflange (for Ø 63+200 mm)  
Not provided with I.C.V.M./attachments

**Transducers for servocylinders**  
P: potentiometer  
M: magnetostrictive  
V: VLV1 transducer  
W: LVDT transducer  
Dimensions and performance: see tab. B310

**Integrated subplates, section [10]**  
10: CE (OP 03) subplate (CK 40+200)  
20: CE (JP 051) subplate (CK 50+200)  
30: CE (OP 07) subplate (CK 80+200)  
Contact our technical office for 20 and 30

**Piston diameter (mm)**  
For technical characteristics see tab. B105.

**Rod (rod) diameter (mm)**  
Second dimension is only for double rod cylinders

**Stroke (mm)**  
Maximum stroke 5000 mm. For longer strokes consult our technical office.  
For tolerances and further information see table B105.  
Standard strokes, for quick delivery (available only on CK 25+50) with standard ISO rod dimensions: 25, 50, 100, 160, 200, 250, 320, 400, 500

**Design number**  
It is very important to quote the design number, indicated on the label, when ordering spare parts.

**Options - to be reported in alphabetical order (NO ENDS (F, O, H) section [4])**  
For double rod types, these options are referring to both the rods. Contact our technical office for different combinations.  
- CH: PORTS AND CUSHIONING (B, O, X, Y - II, Z; see [1])  
- PROXIMITY SENSORS (R, S) section [2]  
- ROD TIE RODS  
- K: NIKROM - protection on rods Ø 22+110 - self sprayed resistance 350 hours to ISO 3768  
For pp 100 use - consult our technical office;  
- P: heavy chrome plated (thickness = 0.045 mm) - self sprayed resistance 100 h to ISO 3768;  
- T: hardened and chrome plated.  
For other characteristics see tab. B105.  
- OTHER OPTIONS  
A = front air bleed,  
W = rear air bleed,  
J = double rod seal,  
L = rod seal (see [1]).  
Air bleeds are provided on all sides free from attachments, oil ports and subplates.  
Rod seal (see [1]) normally on the same side of the oil port. It is supplied on both sides in double rod cylinders, as well as double rod seal option [1].

Attachments - see [10]	REF. ISO	According to ISO 6020-2	DIN 24554
C = female clevis	MP1	YES	(NK)
D = male clevis	MP3	YES	(NK)
E = foot	MS2	YES	YES
G = front body transition	MT1	YES	(NK)
K = feet with key (Ø 25+53)		(NK)	(NK)
L = front body transition	ML4	YES	YES
M = front flange	ME5	YES	YES
N = rear flange	ME6	YES	YES
S = swivel with eye	MP5	YES	YES
V = extended rear tie-rods	MX2	YES	NO
W = extended front + rear tie-rods	MX1	YES	NO
X = basic execution		(NK)	(NK)
Y = extended front tie-rods	MX3	YES	(NK)
Z = front tapered piston	MX5		according to NFE 48 016

For double rod types, values relating to attachments are referring to rod 1

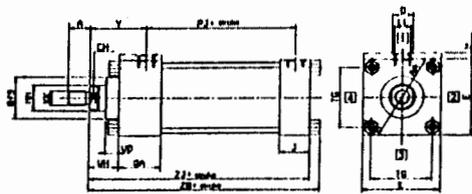
**Seals**  
0 = for high frequency and/or microstroke lengths.  
Consult our technical office to check applications.  
2 = (NITON+PIE) low friction for high temperature and phosphate ester.  
4 = (NITON E + PIE) for speed over 1 m/s.  
8 = (NITON E + ELASTOMER or PIE) low friction for mineral oil and glycol water, for speed max. 1 m/s.  
For other characteristics see tab. B105.

**Specifiers 2 = 50 mm - 4 = 100 mm - 8 = 150 mm - 8 = 200 mm.**  
See note section [10] for the recommended dimensions according to the stroke. For further information see tab. B105.

**Standard cushioning - section [10]**  
0 = none  
Lo = 7 mm  
1 = rear only  
2 = front only  
3 = front and rear  
Lo = 5 mm  
4 = rear only  
5 = front only  
6 = front and rear

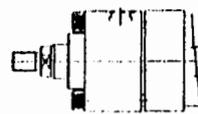
For manufacture characteristics and performances see tab. B105.

**2 BASIC CONFIGURATION CK VALUES** - for dimensions see tab [8] and [12]



**3 CONFIGURATION CH for Ø 63-200**

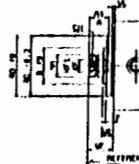
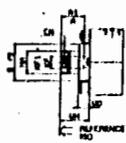
Counterbore assembly arrangement as recommended by the manufacturer



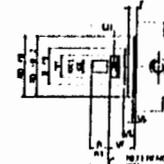
Available with all attachments other than L,C,V,Y,W,Z

**4 ROD END - CENTERING FOR CONFIGURATIONS WITH ATTACHMENT N** - for dimensions see tab [8]

FOR ATTACHMENTS C, D, E, G, K, L, P, R, V, W, Y, Z



FOR ATTACHMENT N



OPTION F (FEMALE THREAD) distances KF and A.

OPTION G (LIGHT FEMALE THREAD FOR DIFFERENTIAL RODS) distances KF and A.

STAIRCASE (MALE THREAD) distances KK and A. OPTION H (LIGHT MALE THREAD FOR DIFFERENTIAL RODS) DISTANCES KK AND A.

Male thread with distance KK is provided as standard when no suffix is reported in the model code. See section [2]

**5 OIL PORTS AND CUSHIONING**

FRONT HEAD CODES: B = standard oil port, D = oversize oil port, E = cushioning.

REAR HEAD CODES: X = standard oil port, Y = oversize oil port, Z = cushioning.

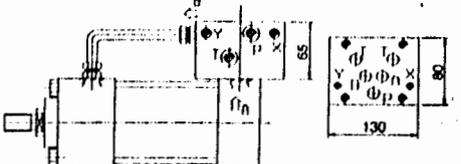
When are requested oil port and cushioning position different from the standard, must always be reported in the order code the relative suffixes followed by the number corresponding to the required skirt, choosing one of the combinations shown in the table below (the only ones allowed).

**OIL PORTS AND CUSHIONING POSITION**

ATTACHMENT TYPE	L, V, W, X, Y, Z	E, K	N	O	C, D, S, P
Front view rod side (rod n°1 for double rod)					
FRONT HEAD	Oil port side (B-D) CUSHIONING REGUL. SIDE (E)	1 1 2 2 3 3 4 4 1 2 2 4 2	1 2 2 3 4 4 3 3 4 1 1 2	1 3 3 1	1 1 2 2 3 3 4 4 3 2 3 4 1 4 1 2
REAR HEAD	Oil port side (X-Y) CUSHIONING REGUL. SIDE (Z)	1 1 2 2 3 3 4 4 3 2 3 4 1 4 1 2	1 1 2 2 3 3 4 4 3 2 3 4 1 4 1 2	1 1 2 2 3 3 4 4 3 2 3 4 1 4 1 2	1 1 2 2 3 3 4 4 3 2 3 4 1 4 1 2

Standard combinations for different attachment types are reported in bold type.  
 On this side enlarged oil ports are not available, for cylinders from 2" to 6.3" bores standard oil ports are not available on this side.  
 Not available on bores 25 and 32 inches to attachment P. Available on all bores with attachment C, D, S.  
 Not available on bores 25 and 32.  
 When requesting enlarged oil ports, suffixes D and Y must always be reported in the order code, followed by the number corresponding to the side required (1+4) also when this side is standard (skin 1).  
 Each of the available combinations for the front head can be variously combined with any one of the rear head.  
 Oil port and/or cushioning screw rotation is obtained by using heads which have cushioning screw even on other sides besides the one specifically required.

**6 INCORPORATED SUBPLATES**

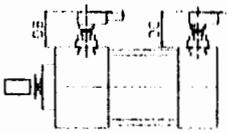


Cylinder with CETOP 03 subplate (option 10)  
 For CK 40 200 with 100 mm maximum stroke, for lower stroke values, appropriate space limitations will be provided (for further information consult our technical office).  
 Attachment P and T are 3/8" BSP, attachment Y is 1/8" BSP.

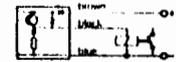
Cylinder with CETOP 05/1 subplate (option 20)  
 For CK 40 200 with 150 mm maximum stroke, for lower stroke values appropriate space limitations will be provided (for further information consult our technical office).  
 Attachment P and T are 3/4" BSP, attachments X and Y are 1/4" NPT.

**7 PROXIMITY SENSORS**

CODES: R = front sensor, S = rear sensor  
 Fitted on bores 40-200 on side 4.  
 They supply an electrical signal corresponding with the positioning of the cylinder on the end-stroke.  
**LIMITATIONS:**  
 For G, N attachments front sensor mounting is not possible, for P attachment rear sensor mounting is not possible, for T and K attachments (bores 40-50-63) sensors must be removed before installation of the screws and then reassembled in position, subsequently. See also tab. B001, note 12.



See values EX and FX on tab [4]



**Sensor technical data:**  
 Ambient temperature 20 +7/1°C  
 Operating voltage 10 50 VDC  
 Max load 2 200  
 Vortex 194P  
 Output type 11A

8 DISTANCES RELATIVE TO ROD ENDS (mm) - see figure section 4.

Ø Piston	Ø Rod	Male thread		Female thread		A (KK to KF)	A1 (KK to KF)	B19	CH	F	RDR	VD	VE	VL	WP	WH	
		KK (variant) (K4x10) (K12x14)	KK1 (K4x10) (K12x14)	KF (K4x10) (K12x14)	KF1 (K4x10) (K12x14)												
26	12	M10x1,25		M8x1		14	24	10	10	38	6	18	3	25	15		
	18	M14x1,50	M10x1,25	M12x1,25		M8x1	18	14	30	15	10	38	6	18	3	25	15
32	14	M12x1,25		M10x1,25			16	26	12	10	42	12	22	3	35	25	
	22	M16x1,50	M12x1,25	M16x1,5	M10x1,25		22	16	34	19	10	42	9	10	3	35	25
40	18	M14x1,50		M12x1,25			18	30	15	10	62	6	16	3	35	25	
	28	M20x1,50	M14x1,5	M20x1,5	M12x1,25		28	18	42	22	10	62	12	22	1	35	25
50	22	M16x1,50		M16x1,5		22	34	19	16	74	9	25	4	41	25		
	32	M20x1,50		M20x1,5		28	42	22	10	74	9	25	4	41	25		
63	30	M27x2	M16x1,5	M27x2	M16x1,50	36	22	50	30	16	74	9	25	4	41	25	
	40	M33x2	M20x1,5	M33x2		45	28	60	30	16	88	13	29	4	48	32	
80	36	M27x2		M27x2		36	50	50	20	62	9	29	4	51	31		
	46	M33x2		M33x2		45	60	30	20	105	9	29	4	51	31		
100	44	M42x2	M27x2	M42x2	M27x2	56	36	72	40	20	105	9	29	4	51	31	
	56	M48x2		M48x2		63	45	88	62	22	125	10	32	5	57	35	
125	56	M42x2		M42x2		56	72	48	22	105	10	32	5	57	35		
	66	M48x2		M48x2		63	88	62	22	140	7	29	5	57	35		
150	66	M42x2	M42x2	M42x2		63	88	62	25	125	7	32	5	57	35		
	70	M48x2		M48x2		63	88	62	25	125	7	32	5	57	35		
180	70	M48x2		M48x2		63	88	62	25	125	7	32	5	57	35		
	110	M64x3	M48x2	M64x3	M48x2	95	63	133	100	25	170	7	32	5	57	32	
200	86	M64x3		M64x3		85	108	80	25	160	7	32	5	57	32		
	140	M100x3	M64x3	M100x3	M64x3	112	85	163	128	25	210	7	32	5	57	32	

\* not contemplated by ISO-DIN

9 OIL PORTS AND ROD OUTPUT SPEED

Ø Piston	Standard oil ports			Enlarged oil ports		
	EE	Ø internal pipe	Rod speed [m/s]	EE1	Ø internal pipe	Rod speed [m/s]
26	1/4"	7	0,47	3/8"	10	0,56
32	1/4"	7	0,29	3/8"	10	0,58
40	3/8"	10	0,37	1/2"	13	0,64
50	1/2"	13	0,40	3/4"	15	0,54
63	1/2"	13	0,26	3/4"	15	0,34
80	3/4"	15	0,21	1"	19	0,34
100	3/4"	15	0,13	1"	19	0,22
125	1"	19	0,14	1 1/4"	24	0,22
150	1"	19	0,08	1 1/4"	24	0,13
200	1 1/4"	24	0,16	1 1/2"	30	0,13

NOTES ON DIMENSIONS AND USES

Rods are constructed in hardened and tempered alloy steels with high strength (18-2 700 N/mm<sup>2</sup>). These rods, in static stress conditions, at maximum pressure, provide safety coefficients higher than 4. For other characteristics see also table IVAS.

In standard versions, rod and piston are mechanically coupled by a threaded connection, in which the thread on the rod is at least equal to thread KK, indicated in the table at the side.

For single rod cylinders up to 80 mm bore, piston is screwed at the rod by a preflexed tightening torque which has to minimize the fatigue resistance troubles of the coupling; when ordering spare parts for bores from 25 to 80 mm, always order already preflexed rods and pistons.

For the same reasons an appropriate tightening torque must be applied also to attachments which are applied to the screwed rod end.

For cylinders whose bore is higher than 80 mm and for double rod cylinders which are subjected to fatigue stress, consult our technical office to verify working conditions.

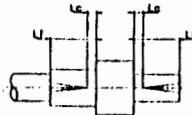
In order to minimize turbulence, pressure drop and water hammer, the fluid speed in pipings connecting to the cylinder end on its ports should not exceed to advise: speeds relating to the rod are shown in the table at the side.

In high dynamic systems, rods can reach even higher speeds (after a careful check of dynamic masses according to the bore - see table IIVAS). In those cases it is recommended to employ pipings with a diameter which is longer than the cylinder end ports and to employ proper restrictions near the cylinders. By request, it is possible to furnish heads which are planned to use SAE 3000 or SAE 6000 flanges with the possibility of mounting pipes with a big internal diameter; for other details contact our technical office.

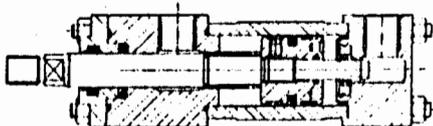
10 TOTAL LENGTHS OF CUSHIONING (L1)

Ø Piston	Total lengths of cushioning (L1)																			
	25	32	40	50	63	80	100	125	150	180	200									
Ø Rod	12	18	14	22	18	26	22	36	26	45	36	56	46	70	56	90	70	110	90	140
Cushioning length [mm]	L1 front	22	24	24	24	28	28	28	28	28	35	27	35	28	28	27	34	34	40	48
	L1 rear	20	20	20	20	30	30	30	30	30	32	32	32	32	32	32	41	41	56	56

Cushioning execute a progressive damping action and is adjustable through specific recessed screws which are provided with springing and adjustable pressure devices. L1 is the distance (measured from the mechanical end) stroke of the cylinders with which the progressive cushioning action acts (see figure); it is possible to supply two different executions with, respectively, 2 mm and 5 mm values of L1 (see section 1) for order codes.

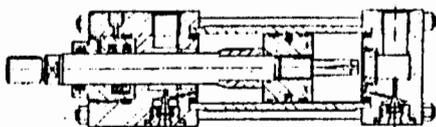


SERIES CE - Tab. B060



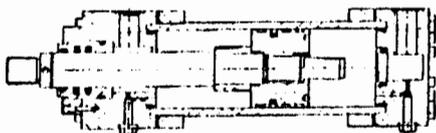
- nominal pressure 100 bar - max. pressure 160 bar, /
- five piston diameters, from 25 to 63 mm, /
- construction typology: square heads assembled with tie rods,
- typical application fields: machine tools, wood working machines, rubber machines,

SERIES CKCH1 - Tab. B137



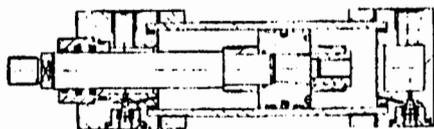
- ISO 6020 2 B1, DIN 24554, AFNOR NF 48 016 standards,
- nominal pressure 180 bar - max. pressure 250 bar, /
- ten piston diameters, from 25 to 200 mm, /
- construction typology: square head assembled with tie rods (CK series) or counterflanges (CH series),
- different rod versions,
- typical application fields: injection and blow moulding machines, machine tools, steel plants, off-shore and on-board installations,

SERIES CH GREAT DIAMETERS - Tab. B160



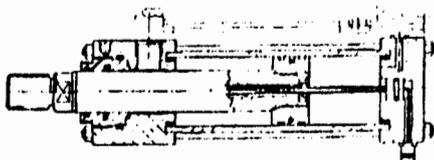
- ISO 6020 3 standard,
- nominal pressure 160 bar - max. pressure 260 bar,
- three piston diameters, from 260 to 400 mm,
- construction typology: round heads assembled with counterflanges or tie rods,
- typical application fields: great plants, sheet machines, steel plants,

SERIES CC - Tab. B241



- ISO 6022, DIN 24333, AFNOR NF 48 025, C110P10P 231 standards,
- nominal pressure 250 bar - max. pressure 320 bar, /
- eight piston diameters, from 80 to 400 mm,
- construction typology: round heads with counterflanges,
- typical application fields: automotive, steel plants and generally for heavy duty,

SERVOCYLINDERS - Tab. B310



- derived from cylinders of CK, CH, CC series, they maintain the same construction characteristics,
- C'P = with potentiometric transducer
- C'V = with LVDT inductive transducer
- C'W = with VDT inductive transducer
- C'M = with magnetostrictive transducer

ACCESSORIES - Tab. B500



C136, C146

C144

C141

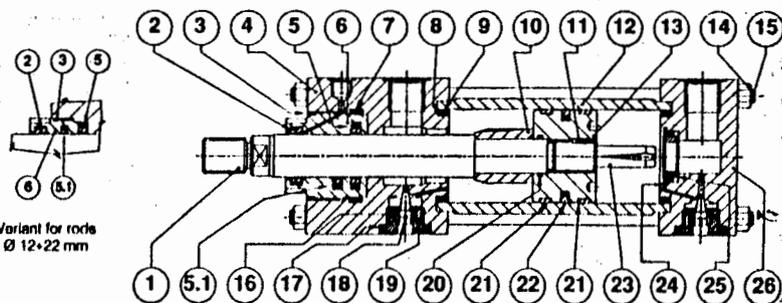
C145

- C136 = clevis for rods with swivel, according to ISO 6982
- C146 = clevis for rods with swivel, according to ISO 8133/EN 24556
- C141 = rod clevis (female), according to ISO 8133
- C144 = free male clevis according to ISO 8133 standard
- C145 = axis

**13** MASSES OF CK CYLINDERS (in Kg, tolerance  $\pm 5\%$ )

Ø Piston (mm)	Ø Rod (mm)	MASS OF THE BASIC configuration X,Z Single rod.		MASS OF THE BASIC configuration X,Z Double rod.		ADDED MASSES according to attachments and options														
		Stroke 100 mm	Each added 100 mm	Stroke 100 mm	Each added 100 mm	Attachment C	Attachment D	Attachment E	Attachment G	Attachment K	Attachment L	Attachment N	Attachment P	Attachment S	Attachment V	Attachment Y	Attachment W	Cushioning on one side	25 mm spacer	
25	12	1,05	0,52	1,05	0,54															
	18	1,80	0,83	2,40	0,70	0,20	0,20	0,20	0,02	0,21	0,40	0,25	0,25	0,20	0,01	0,02	0,03	0,03	0,20	
32	14	2,23	0,73	2,09	0,76															
	22	2,51	0,91	3,21	1,04	0,32	0,32	0,30	0,05	0,31	0,60	0,30	0,30	0,32	0,02	0,04	0,04	0,04	0,31	
40	18	4,90	0,97	6,78	1,06															
	28	5,40	1,24	7,60	1,49	1,00	1,00	0,80	0,19	1,06	1,00	1,03	1,03	1,00	0,06	0,12	0,07	0,36		
	22	6,40	1,16	7,85	1,31															
50	28	6,59	1,37	8,23	1,69															
	36	7,20	1,66	9,45	2,17	1,0	1,00	0,80	0,40	1,37	1,30	1,39	1,39	1,00	0,16	0,32	0,13	0,56		
	28	8,70	1,62	11,08	1,92															
63	36	9,13	1,93	11,94	2,54															
	45	9,80	2,39	13,64	3,72	2,0	1,30	1,20	0,40	2,33	1,60	1,99	1,99	1,30	0,16	0,32	0,25	0,82		
80	36	17,00	2,96	20,45	3,50															
	45	17,76	3,46	21,97	4,50	3,0	1,50	1,50	0,56	-	3,10	2,97	2,97	1,50	0,34	0,66	0,40	1,38		
	56	18,10	4,09	23,90	5,80															
100	45	23,60	3,90	29,85	4,90															
	56	24,70	4,6	32,01	6,30	3,5	2,50	1,80	0,76	-	3,95	3,14	3,14	2,50	0,34	0,66	0,60	2,04		
	70	26,00	5,66	35,20	8,49															
125	56	40,00	6,15	46,80	7,94															
	70	41,65	7,25	50,10	10,14	4	5,00	2,90	0,90	-	7,40	4,86	4,86	5,00	0,90	1,80	1,18	3,24		
	80	44,70	9,21	56,79	15,21															
150	70	74,55	9,90	85,98	12,75															
	110	83,90	14,34	108,20	23,81	7	9,50	4,50	2,10	-	12,00	6,30	6,30	9,50	1,50	3,00	1,85	5,30		
	90	123,00	10,60	136,52	15,80	10,00	15,00	7,30	2,00	-	22,00	18,90	18,90	16,00	2,50	5,00	2,50	6,15		
200	140	137,19	17,96	148,78	36,27															

**14** TYPE SECTION CK WITH FRONT AND REAR CUSHIONING AND ROD SIDE DRAIN



PART	DESCRIPTION	MATERIAL	POS	DESCRIPTION	MATERIAL	POS	DESCRIPTION	MATERIAL
1	Rod	Chromplated steel	9	"O" ring seal	Nitrile rubber	16	Metering rod	Steel
2	Wiper	Nitrile rubber and PTFE	10	Front cushioning piston	Tempered steel	19	Screw stop plug	Steel
3	"O" ring seal	Nitrile rubber	11	Screw stop pin	Steel	20	"O" ring seal	Nitrile rubber
4	Forward cylinder head	Steel	12	Cylinder housing	Steel	21	Low-friction seals - type GPS	PTFE
5	Rod seal	Nitrile rubber and PTFE	13	Piston	Steel	22	Piston seal - type GS	Nitrile rubber and PTFE
5.1	Second rod seal (option J)	Nitrile rubber and PTFE	14	Nut	Steel	23	Rear cushioning piston	Steel
6	Rod guide rings	Bronze	15	File rod	Steel	24	Rear stop ring	Steel
7	"O" ring anti-extrusion seal	Nitrile rubber and PTFE	16	"O" ring seal	Nitrile rubber	25	Rear cushioning sleeves	Bronze
8	Anti-extrusion seal	PTFE	17	Seal	Steel and nitrile rubber	26	Rear cylinder head	Steel

**15** MODEL CODE FOR SPARE PARTS SET OF SEALS

S P - G 8 - C K - 5 0 / 2 2 / 2 2 J 2 0

Electroválvulas 5/3  
G 1/8"

Serie 400

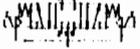


5/3

**Solenóide  
Solenóide**

Código de pedido

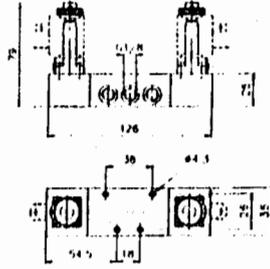
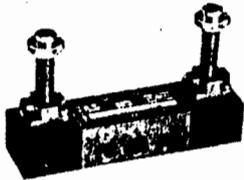
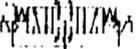
**468.53.31.0.0.M2**  
*Centros cerrados*



**468.53.32.0.0.M2**  
*Centros abiertos*



**468.53.33.0.0.M2**  
*Centros en presión*



Presión mínima de funcionamiento 2,5 bar

Peso gr. 420

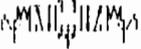
3

5/3

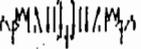
**Solenóide  
Solenóide**

Código de pedido

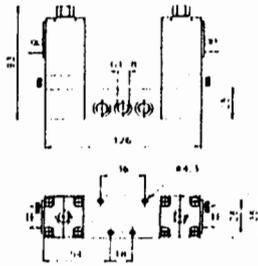
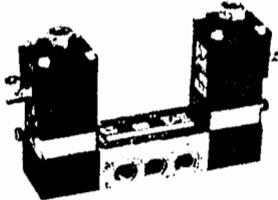
**428.53.31.0.0.S\***  
*Centros cerrados*



**428.53.32.0.0.S\***  
*Centros abiertos*



**428.53.33.0.0.S\***  
*Centros en presión*

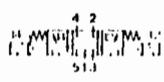
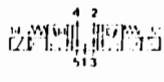
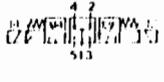


Presión mínima de funcionamiento 2,5 bar

Peso gr. 740

Características de funcionamiento	Fluido	Presión max. de ejercicio	Temperatura		Caudal a 6 bar con 3 p. = 1	C nominal de paso	Conexiones de trabajo
	Aire filtrado y lubricado		min.	max			
		10 bar	- 5°C	+ 45°C	410 NI/min (5/3)	mm. 6	G 1/8"

Válvulas de paso de accionamiento electromagnético

Válvulas de paso 5/3 Características de construcción según DIN EN ISO 5219 Accionamiento por impulsos o succionamiento con distribuidor de punto, bloqueado Dado con conmutador filtrado, fabricado en aluminio Dirección de flujo: Hg Rango de temperatura: -10 a +60 °C	N.º de serie PRT	Laminado P&O	DN	Presión de servicio (bar)		Tiempo de respuesta [ms]	Válvula k <sub>v</sub>  (Bases m. Td)	Medidas aprox. (mm)			Peso total (kg)	N.º de pedido	
				min	max			L	H	P		válvula	electro- man.
	256	2	10	3,5	16	29	1,5	174	129	52	1,3	2532600.0247	
	356	3	15	3,5	16	36	3,0	182	132	64	1,6	2533600.0247	
	456	4	21	2,5	12	37	4,5	180	144	74	2,0	2534600.0247	
	257	2	10	3,5	16	29	1,5	174	129	52	1,3	2532700.0247	
	357	3	15	3,5	16	36	3,0	182	132	64	1,6	2533700.0247	
	457	4	21	2,5	12	37	5,0	180	144	74	2,0	2534700.0247	
	258	2	10	3,5	16	29	1,5	174	129	52	1,3	2532800.0247	
	358	3	15	3,5	16	36	3,0	182	132	64	1,6	2533800.0247	
	458	4	21	2,5	12	37	5,0	180	144	74	2,0	2534800.0247	
Conexión													
G 3/8	2	10	-	-	-	-	-	124	40	57	-	2538215	
G 1/2	3	15	-	-	-	-	-	149	32	71	-	2538315	
G 3/4	4	21	-	-	-	-	-	186	42	85	-	2538415	

● Sistema de batería modular, ver folleto 7501636



Placa base forma A  
Conexiones laterales por rosca

Las válvulas con cable pueden pasar directamente en serie a Placa de conexión de la serie 7501636 para accionamiento  
 con impulsos (PRT) o succionamiento (P&O) de los cilindros de accionamiento.  
 El tamaño de cableado es el mismo que para las válvulas de la serie PRT y P&O.

Accesorios

Grupos de mantenimiento, filtros, válvulas reguladoras de presión, lubricadores por niebla de aceite.	DN	Conexión	Presión de servicio máxima [bar]	Caudal** [m <sup>3</sup> /h]	Caudal mín. lubricable a 6 bar de presión de entrada [Nm <sup>3</sup> /h]	Contenido aprovechable del depósito [cm <sup>3</sup> ]		Medidas aprox. [mm]			Peso [kg]	Nº de pedido
						filtro	lubricante	L	H	P		
<b>Unidad de mantenimiento en versión universal</b> 	6	G 1/8	0,5-10	27	5	25	40	128	177	70	0,97	4170110 <sup>3</sup>
	6	G 1/4	0,5-10	30	5	25	40	120	177	70	0,97	4170120 <sup>3</sup>
	10	G 3/8	0,5-10	67	4	75	120	188	252	95	3,02	4170130 <sup>3</sup>
	10	G 1/2	0,5-10	75	4	75	120	180	252	95	2,82	4170140 <sup>3</sup>
	20	G 3/4	0,5-10	121	11	200	300	252	310	120	3,91	4170150 <sup>3</sup>
	20	G 1	0,5-10	135	11	200	300	240	310	120	3,86	4170160 <sup>3</sup>
<b>Unidad de mantenimiento tipo bloque</b> 	8	G 1/4	0,5-10	63	2,0	25	50	137	220	80	1,30	4170610 <sup>3</sup>
	8	G 3/8	0,5-10	70	2,0	25	50	137	220	80	1,30	4170620 <sup>3</sup>
	15	G 1/2	0,5-10	130	4,1	60	120	201	270	105	2,90	4170630 <sup>3</sup>
	15	G 3/4	0,5-10	145	4,1	60	120	201	270	105	2,90	4170640 <sup>3</sup>
<b>con válvula de purga automática<sup>3</sup></b>	8	G 1/4	0,5-10	63	2,0	25	50	137	310	80	1,70	4170612 <sup>3</sup>
	8	G 3/8	0,5-10	70	2,0	25	50	137	310	80	1,70	4170622 <sup>3</sup>
	15	G 1/2	0,5-10	130	4,1	60	120	201	356	105	3,30	4170632 <sup>3</sup>
	15	G 3/4	0,5-10	145	4,1	60	120	201	356	105	3,30	4170642 <sup>3</sup>
<b>Unidad de mantenimiento en versión universal, tipo compacto</b> 	6	G 1/8	0,5-10	27	5	25	40	88	177	70	0,81	4172810 <sup>3</sup>
	6	G 1/4	0,5-10	30	5	25	40	80	177	70	0,81	4172820 <sup>3</sup>
	10	G 3/8	0,5-10	67	4	75	120	128	252	95	2,37	4172830 <sup>3</sup>
	10	G 1/2	0,5-10	75	4	75	120	120	252	95	2,35	4172840 <sup>3</sup>
	20	G 3/4	0,5-10	121	11	200	300	172	310	120	3,09	4172850 <sup>3</sup>
	20	G 1	0,5-10	135	11	200	300	160	310	120	3,04	4172860 <sup>3</sup>
<b>Unidad de mantenimiento tipo bloque, en 2 piezas</b> 	8	G 1/4	0,5-10	63	2,0	25	50	92	220	80	1,00	4170710 <sup>3</sup>
	8	G 3/8	0,5-10	70	2,0	25	50	92	220	80	1,00	4170720 <sup>3</sup>
	15	G 1/2	0,5-10	130	4,1	60	120	135	270	105	2,10	4170730 <sup>3</sup>
	15	G 3/4	0,5-10	145	4,1	60	120	135	270	105	2,10	4170740 <sup>3</sup>
<b>con válvula de purga automática<sup>3</sup></b>	8	G 1/4	0,5-10	63	2,0	25	50	92	310	80	1,40	4170712 <sup>3</sup>
	8	G 3/8	0,5-10	70	2,0	25	50	92	310	80	1,40	4170722 <sup>3</sup>
	15	G 1/2	0,5-10	130	4,1	60	120	135	356	105	2,50	4170732 <sup>3</sup>
	15	G 3/4	0,5-10	145	4,1	60	120	135	356	105	2,50	4170742 <sup>3</sup>
<b>Filtro</b> Cuerpo de metal con contenedor de plástico y elemento filtrante de metal sinterizado. Porosidad: 50 - 75 µm (5 - 10 µm, 10 - 20 µm o 25 - 40 µm tipo de malla). Campo de presión: máx. 25 bar. Campo de montaje: vertical.			<b>Válvula reguladora de presión (incl. manómetro)</b> Válvula de asiento con escape secundario. Campo de presión: primario: máx. 16 (25) bar secundario: máx. 10 bar. Posición de montaje: cualquiera.			<b>Lubricadores por niebla de aceite</b> Cuerpo de metal con contenedor de plástico y válvula reguladora para la lubricación del aire proporcional al caudal. Campo de presión: máx. 25 bar. Posición de montaje: vertical.						
<b>Juego de piezas para fijación disponible a petición</b>												

\*\* Con 10 l/h bar caudal nominal a 6 bar.  
 De caudales con caudales de escape a temperatura ambiente: 10 a 50 C (p.ej.: 25 bar indicar con el pedido).  
 De caudales con caudales de escape a 10 a 50 C.  
 De caudales con caudales de escape a 10 a 50 C.  
 De caudales con caudales de escape a 10 a 50 C.

Cilindros según Norma

**Cilindro neumático tipo LCZM**

De doble efecto, con émbolo excéntrico para funcionamiento en seco  
 Medidas de conexión:  
 G 3/8-100 según Cotop 10'430'  
 G 1/2-200 según Cotop 10'530'  
 Amortiguación: ajustable en las posiciones extremas  
 Posición de montaje: cualquiera  
 Presión de servicio: máx. 10 bar  
 Fluido: aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar  
 Campo de temperatura: -20 a +80 °C  
 Materiales:  
 Bujes: aluminio pulido  
 Tubo: aluminio anodizado  
 Vástago: acero fino 1.4021  
 Juntas: Perburán



Ø del émbolo [mm]	Ø del vástago [mm]	Conexión	Superficie del émbolo [cm²]	Superficie del émbolo, núcleo [cm²]	Carretera de amortiguación [mm]	Medidas aprox. [mm]		Nº base
						L*	H	
25	10	G 1/8	4,90	4,12	25	136	46	44626
32	12	G 1/8	8,04	6,91	27	143	46	44627
40	16	G 1/4	12,56	10,55	34,5	163	58	44628
50	20	G 1/4	19,63	16,49	37,5	179	64	44629
63	20	G 3/8	31,17	28,03	39	194	78	44630
80	25	G 3/8	50,26	45,35	40,5	220	100	44631
100	25	G 1/2	78,53	73,63	44	235	116	44632
125	30	G 1/2	122,71	115,64	62	283	140	44633
160	40	G 3/4	201,06	188,50	72	340	180	44634
200	40	G 3/4	314,16	301,60	79	362	220	44635

**Versiones**

Ø del émbolo [mm]	Version técnica	Soporte angular	Soporte giratorio central	Soporte giratorio	Bucha de aluminio	Bucha bronce	Soporte excéntrico
25	00	02	03	04	05	06	07
32	00	02	03	04	05	06	07
40	00	02	03	04	05	06	07
50	00	02	03	04	05	06	07
63	00	02	03	04	05	06	07
80	00	02	03	04	05	06	07
100	00	02	03	04	05	06	07
125	00	02	03	04	05	06	07
160	00	02	03	04	05	06	07
200	00	02	03	04	05	06	07

Nº de pedido (ejemplo): Nº base Version Carretera [mm] según deseo del cliente  
 44626 00 0160

**Tabla de pesos [kg]**

Ø del émbolo [mm]	Version técnica	Soporte angular	Soporte giratorio central	Soporte giratorio	Bucha de aluminio/bronce	Soporte excéntrico	Peso máximo por cada 100 mm de longitud de carrera
25	0,41	0,54	0,83	0,47	0,65	0,59	0,17
32	0,48	0,61	0,84	0,54	0,70	0,66	0,19
40	0,84	1,12	1,46	0,98	1,34	1,21	0,31
50	1,16	1,50	1,99	1,33	1,79	1,53	0,42
63	1,94	2,46	3,13	2,22	3,05	2,74	0,51
80	2,96	3,85	4,47	3,54	4,72	4,11	0,82
100	4,17	5,58	6,63	5,00	6,78	6,07	0,88
125	6,96	8,23	10,45	8,25	11,25	10,10	1,12
160	11,82	16,70	18,43	14,34	20,83	17,44	1,96
200	16,38	23,35	28,27	19,97	28,97	25,55	2,24

Accesorios ver página 20 a 26

\* Con longitud de carrera = 0 mm, versión base  
 \*\* Otros flujos bajo demanda.

**Cilindros normales**

**Cilindro neumático tipo LMZ**

De doble efecto, opcional con o sin amortiguación ajustable en las posiciones extremas  
 Posición de montaje: cualquiera  
 Presión de servicio: máx. 10 bar  
 Fluido: aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar  
 Campo de temperatura:  
 Juntas de Perbunán: -20 a +80 °C  
 Juntas de Vitón: -20 a +180 °C  
 Materiales:  
 Bridas: aluminio negro anodizado  
 Tubo: acero níquelado químicamente  
 Vástago: acero fino 1.4021  
 Juntas: opcional Perbunán o Vitón

∅ del émbolo [mm]	∅ del vástago [mm]	Conexión	Superficie del émbolo [cm <sup>2</sup> ]	Superficie del émbolo, anular [cm <sup>2</sup> ]	Carrera de amortiguación [mm]	Medidas aprox. [mm]		Nº base
						L*	LH	
25	12	G 1/8	4,90	3,77	13	118	36	43713
32	12	G 1/8	8,04	6,91	13	118	43	43714
40	16	G 1/4	12,56	10,56	17	134	52	43715
50	16	G 1/4	19,63	17,62	23	148	63	43716
63	22	G 3/8	31,17	27,37	23	166	76	43717
70	22	G 3/8	36,48	34,68	23	170	83	43718
80	22	G 3/8	50,26	48,46	23	170	94	43719
100	25	G 1/2	78,53	73,63	28	207	120	43720
125	25	G 1/2	122,71	117,81	28	207	148	43721
140	25	G 3/4	153,90	149,03	30	222	165	43722
160	30	G 3/4	201,60	194,00	30	222	188	43723
200	32	G 3/4	314,16	306,12	35	259	230	43724

**Versiónes:** Con amortiguación a ambos lados (m.D.), junta de Vitón (V) o Perbunán (P)  
 Sin amortiguación (o.D.), junta de Vitón (V) o Perbunán (P)

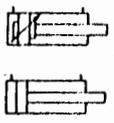
∅ del émbolo [mm]	Versión básica		Fijación por rosca			Soporte angular		Soporte giratorio		Brida delantera		Brida trasera		Soporte controlada														
	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	P	V	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.														
	P	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P													
25	40	60	50	70	-	-	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77		
32	40	60	50	70	41	61	51	71	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77
40	40	60	50	70	-	-	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77		
50	40	60	50	70	41	61	51	71	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77
63	40	60	50	70	-	-	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77		
70	40	-	50	-	41	-	51	-	42	-	52	-	44	-	54	-	45	-	55	-	46	-	56	-	47	-	57	-
80	40	60	50	70	-	-	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77		
100	40	60	50	70	41	61	51	71	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77
125	40	60	50	70	-	-	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77		
140	40	-	50	-	41	-	51	-	42	-	52	-	44	-	54	-	45	-	55	-	46	-	56	-	47	-	57	-
160	40	60	50	70	-	-	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77		
200	40	60	50	70	-	-	42	62	52	72	44	64	54	74	45	65	55	75	46	66	56	76	47	67	57	77		

**Nº de pedido (ejemplo):** N° base 43713    Versión 40    Carrera [mm] según deseo del cliente 0150

**Tabla de pesos [kg]**

∅ del émbolo [mm]	Versión básica		Fijación por rosca		Soporte angular		Soporte giratorio		Brida delantera/trasera		Soporte controlada		Peso adicional por cada 100 mm de longitud de carrera
	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	m.D.	o.D.	
25	0,40	0,39	-	-	0,47	0,46	0,44	0,43	0,52	0,51	0,57	0,55	0,26
32	0,50	0,48	1,19	1,18	0,61	0,60	0,54	0,53	0,64	0,62	0,75	0,73	0,30
40	0,75	0,73	-	-	0,88	0,86	0,86	0,85	1,00	0,98	1,14	1,13	0,42
50	1,09	1,05	2,16	2,15	1,40	1,36	1,28	1,24	1,77	1,73	1,77	1,73	0,48
63	1,65	1,61	-	-	2,14	2,10	1,95	1,91	2,45	2,41	2,49	2,45	0,70
70	2,06	2,00	3,17	3,16	2,53	2,47	2,39	2,33	3,05	2,99	3,09	3,03	0,74
80	2,80	2,74	-	-	3,23	3,17	3,20	3,14	3,96	3,90	4,68	4,62	0,80
100	4,83	4,74	5,74	5,72	5,54	5,45	5,55	5,46	7,04	6,95	8,21	8,12	1,67
125	6,09	6,00	-	-	7,53	7,44	7,12	7,03	8,96	8,87	9,55	9,46	1,98
140	8,05	7,82	10,10	10,09	9,94	9,70	9,55	9,32	12,12	11,88	13,05	12,82	2,17
160	9,86	9,61	-	-	12,54	12,28	11,81	11,55	14,62	14,36	16,75	16,49	2,58
200	17,30	16,95	-	-	21,05	21,04	20,63	20,27	25,68	25,33	26,20	25,85	3,67

Accesorios, ver página 20 a 26



\* Con longitud de carrera 0,000, versión base  
 Otros flujos bajo demanda

**BHP STEEL - TEST CERTIFICATE**

Page 1 of 3  
 Certificate No.: 01200WY/98  
 Transmission Date: 21/09/98

CUSTOMER: DIPAC AV. 24 DE MAYO Y CALLE CUARTA MANTA ECUADOR  CUST ORDER NO: 10-46A-166 SHIP TO: GUAYAQUIL WESTERN HAVK V1	SUPPLIER: BHP SHEET & COIL PRODUCTS DIVISION HASTINGS VIC., AUSTRALIA A.C.N. 004 028 077 SALES ORDER NO: 064105 Printed at: BHP ID On: 22/09/98
--	--

SPECIFICATION: AS1397 1993  
 PRODUCT: ZINCALUME (R) G300 A2150

INSPECTION: BHP  
 CERTIFICATION: BHP

**CHEMICAL ANALYSIS**

Item No.	Heat/ Unit No.	NATA Cat F/B L/P (L=CAST, P=PRODUCT)	PERCENTAGE OF ELEMENTS BY MASS											
			(-S=SOLUBLE, -T=TOTAL, CF=CHEMICAL FORMULA, n=MIN, x=MAX)											
			C	P	Mn	Si	S	Ni	Cr	Mo	Cu	Al-T	Ti	Mb
11	6348769	L .050 ✓ .012 .24 <.005 .009 .027 .016 .003 .019 .037 <.003 .001												
11	7393359	L .060 ✓ .009 .24 <.005 .011 .013 .011 .002 .011 .037 <.003 .001												
11	7393369	L .055 ✓ .007 .24 <.005 .011 .021 .016 .003 .025 .040 <.003 .001												
11	7393399	L .060 ✓ .011 .24 .005 .013 .012 .015 .003 .012 .040 <.003 .001												
11	8931699	L .050 ✓ .010 .23 <.005 .009 .011 .011 .003 .007 .038 <.003 .001												
11	8931799	L .055 ✓ .009 .24 .005 .013 .018 .018 .002 .017 .046 <.003 .001												
11	8931948	L .055 ✓ .014 .23 <.005 .015 .023 .021 .006 .024 .039 <.003 .001												
11	8931968	L .050 ✓ .006 .24 .005 .007 .014 .014 .003 .034 .059 <.003 .001												
			Sn	N	V									
11	6348769	L .002 .0022 <.003												
11	7393359	L .005 .0038 <.003												
11	7393369	L .003 .0036 <.003												
11	7393399	L .002 .0022 <.003												
11	8931699	L .002 .0039 <.003												
11	8931799	L .002 .0030 <.003												
11	8931948	L .008 .0042 <.003												
11	8931968	L .004 .0047 <.003												

**MECHANICAL TESTS**

Item Number	Heat Number	Tested Unit	NATA		Tensile						
			Lab	Cat Loc	AS1391						
					THICK	MIN YS	MAX YS	MIN Rm	MAX Rm	Lo	MIN ELONGH
					mm	MPa	MPa	MPa	MPa	mm	%
11	6348769	6348769	1133	B	.35	365	365	420	420	80	28
11	7393359	7393359	1133	B	.35	365	365	420	420	80	27
11	7393369	7393369	1133	B	.35	390	390	460	460	80	24
11	7393399	7393399	1133	B	.35	375	375	430	430	80	25
11	8931699	8931699	1133	B	.35	370	370	430	430	80	26
11	8931799	8931799	1133	B	.35	395	395	450	450	80	24
11	8931948	8931948	1133	B	.35	390	390	450	450	80	25



437,14

# Aceros ESPECIALES



## CEAX 047 - AISI 1045 Acero Calibrado (ISO h8)

### ANALISIS TIPICO

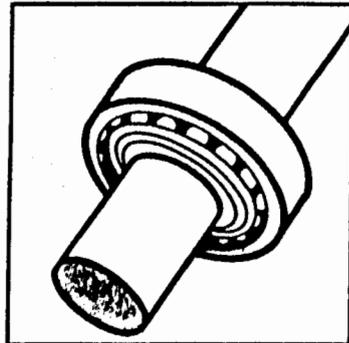
	C	Mn	P	S
Ceax 047	0.45%	0.6%	--	0.030%
AISI 1045	0.42-0.51%	0.60-0.90%	≤ 0.040%	≤ 0.050%

### PROPIEDADES MECANICAS

	Ø 8 mm a Ø 20 mm	> Ø 20 mm
Resistencia a la tracción	65 kg/mm <sup>2</sup>	60-72 kg/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	55 kg/mm <sup>2</sup>	32 kg/mm <sup>2</sup>
Alargamiento A5 min.	7%	17%

### TRATAMIENTO TERMICO

Forjado	1.100 - 800°C
Recocido suave	840 - 870°C
Relevado de tensiones	550 - 650°C
Temple	840 - 870°C en Aceite
	820 - 850°C en Agua
Dureza máx.	57 - 63 RC
Dureza de suministro del material	170 - 210 HB



Código de color  
**CELESTE**

**SKF CEAX 047** es un acero fabricado según el método M y R de SKF (melting and refining), fundición y refinado. Con este proceso se logra un acero puro. El acero Ceax es rectificado con tolerancia ISO h8, debido a su acabado y redondez es posible montar rodamientos de bolas o rodillos con manguito de ajuste directamente al eje.

**APLICACION:** Se usa para eje de motor, guías, eje de transmisión, pernos, etc.

### EQUIVALENCIAS

SIS	1672
DIN	CK 45
SAE	1045
BS	EN 43
AFNOR	XC 42
ASSAB	760
WERKSTOFF	1.1191



REDONDO		
mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
10	13/32	0.62
12	15/32	0.90
14	9/16	1.21
16	5/8	1.56
18	23/32	2.00
20	25/32	2.46
22	7/8	2.98
25	1	3.85
25.4	1	3.97
28	1 3/32	4.83
31.75	1 1/4	6.21
35	1 3/8	7.55
38.1	1 1/2	8.94
40	1 9/16	9.86
45	1 3/4	12.47
50	1 31/32	15.04
50.8	2	15.90

REDONDO		
mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
55	2 3/16	18.63
60	2 3/8	22.18
65	2 9/16	26.03
70	2 3/4	30.18
75	2 15/16	34.65
76.2	3	35.77
80	3 5/32	39.42
85	3 11/32	44.51
90	3 17/32	49.90
95	3 3/4	55.59
100	3 15/16	61.60
105	4 1/8	67.91
110	4 5/16	74.54
115	4 17/32	81.47
120	4 3/4	88.70
125	4 29/32	96.25

**ASSAB 760 = AISI C 1045**  
Acero para construcción de maquinaria

**ANALISIS TIPICO**

	C	Si	Mn	P	S
Assab 760	0.50%	0.30%	0.60%	--	0.04%
AISI C 1045	0.43-0.50%	--	0.60-0.90%	≤ 0.040%	≤ 0.050%

**PROPIEDADES MECANICAS A 200 BRINELL**

Resistencia a la tracción (Rm)	640 N/mm <sup>2</sup> = 65 kgf/mm <sup>2</sup>
Punto de cese (Rp 0.2)	340 N/mm <sup>2</sup> = 35 kgf/mm <sup>2</sup>
Elongación A5	20%
Estricción a la rotura Z	40%
Módulo de elasticidad	19980 kgf/mm <sup>2</sup>

**TRATAMIENTO TERMICO**

**Recocido blando:** Proteger el acero y calentarlo en toda su masa a 700°C. Enfriarlo en el horno 25°C por hora hasta 600°C y después libremente al aire.

**Alivio de tensiones:** Después del doblado en máquina, debe calentarse la pieza en toda su masa a 650°C durante 2 horas. Enfriar lentamente hasta 500°C y luego libremente al aire.

**TEMPLE**

Temperatura de precalentamiento	650°C
Temperatura de austenización	820°C - 870°C

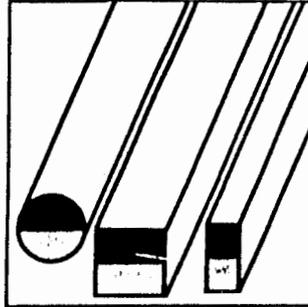
Proteger la pieza contra decarburización y oxidación durante el proceso de temple. Enfriamiento: agua-acete.

**GENERALIDADES**

Assab 760 es un acero al carbono, que se caracteriza por tener: excelente maquinabilidad, buena resistencia a la abrasión y buena resistencia mecánica. Dureza de suministro del material, sin recocer a aprox. 200 Brinell.

**APLICACIONES**

Está destinado principalmente para ser usado en su estado de suministro. Únicamente en ciertos casos, requerirá de un tratamiento térmico posterior. Se lo utiliza en: portapiñones, portadados, piezas de guía, piezas de respaldo, bastidores y guías para herramientas, dados dobladores simples y componentes estructurales simples.



Código de color  
**ROJO/ALUMINIO**

**EQUIVALENCIAS**

AISI	C1045 - C1148
SAE	1045 - 1148
WERKSTOFF	1.1820
DIN	C55WS C45
SKF	047A
<b>UDDEHOLM UHB 11</b>	

<b>REDONDO</b>		
mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
140	5 1/2	120.1
170	6 11/16	177.2
180	7 1/8	198.6
190	7 1/2	221.3
200	7 7/8	247.1
230	9	324.3
250	9 7/8	383.1
305	12 1/64	573.0
350	13 25/32	754.6

<b>CUADRADO</b>		
mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
12 x 12	15/32 x 15/32	1.1
16 x 16	5/8 x 5/8	2.0
18 x 18	23/32 x 23/32	2.5
20 x 20	25/32 x 25/32	3.1
25 x 25	1 x 1	4.9
30 x 30	1 3/16 x 1 3/16	7.1
35 x 35	1 3/8 x 1 3/8	9.6
38.1 x 38.1	1 1/2 x 1 1/2	11.4
40 x 40	1 9/16 x 1 9/16	12.6
43 x 43	1 11/16 x 1 11/16	14.5
45 x 45	1 3/4 x 1 3/4	15.9
55 x 55	2 5/16 x 2 5/16	23.7
70 x 70	2 3/4 x 2 3/4	38.5
85 x 85	3 11/32 x 3 11/32	56.7

<b>PLATINA</b>		
mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
6 x 30	7/32 x 15/32	1.4
6 x 35	1/4 x 1 3/8	1.6
6 x 40	1/4 x 1 9/16	1.9
6 x 45	1/4 x 1 3/4	2.1
6 x 50	1/4 x 1 31/32	2.4
6 x 60	1/4 x 2 3/8	2.8
8 x 30	5/16 x 1 3/16	1.9
8 x 40	5/16 x 1 9/16	2.5
8 x 60	5/16 x 2 3/8	3.8
8 x 69	5/16 x 2 11/16	4.3
10 x 30	3/8 x 1 3/16	2.4
10 x 35	3/8 x 1 3/8	2.7
10 x 40	3/8 x 1 9/16	3.1
10 x 57	3/8 x 2 1/4	4.5
10 x 60	3/8 x 2 3/8	4.7
10 x 90	3/8 x 3 17/32	7.1
10 x 110	3/8 x 4 5/16	8.6
10 x 120	3/8 x 4 3/4	9.4
12 x 30	15/32 x 1 3/16	2.8
12 x 40	15/32 x 1 9/16	3.8
12 x 57	15/32 x 2 7/32	5.4
12 x 90	15/32 x 3 17/32	8.5
12 x 170	15/32 x 6 11/16	16.0
15 x 30	19/32 x 1 3/16	3.5
15 x 40	19/32 x 1 9/16	4.7
15 x 60	19/32 x 2 3/8	7.1

Continúa ASSAB 760

# Hidráulico

Aceites minerales de buen índice de viscosidad con características antioxidantes, anti-herrumbre y anti-espuma.

Se usan en sistemas hidráulicos, prensas hidráulicas, controles hidrodinámicos de máquinas herramientas, martinets, autoelevadores, criques, etc.

La línea Hidráulico se comercializa en envases de 20 y 205 litros. Además, los grados **46** y **68** en contenedores de 1000 litros y el **32** a granel.

## ANÁLISIS TÍPICOS

ENSAYOS	UNIDAD	METODO ASTM	PRODUCTOS		
			32	46	68
Grado ISO	----	----	32	46	68
Viscosidad a 40 °C	cSt	D-445	31,5	44	66,6
Viscosidad a 100 °C	cSt	D-445	5,2	6,4	8,3
Índice de Viscosidad	----	D-2270	92	92	92
Punto de Inflamación	°C	D-92	192	218	222
Punto de Escurecimiento	°C	D-97	-9	-9	-9
Herrumbre	----	D-665-A	Pasa	Pasa	Pasa
Corrosión s/Cu (3 h a 100 °C)	----	D-130	1a	1a	1a
Número de Acido	mg KOH/g	D-974	0,10	0,10	0,10

Los datos precedentes de Análisis Típicos no conforman una especificación, los mismos son representativos de valores de producción.

# HIDRASERVI

HIDRÁULICA & NEUMÁTICA  
GUAYAQUIL ECUADOR

COTIZACION: H 17/02

Guayaquil, 23 de enero de 2002

Señores:  
DIPAC.

Atención:  
Sr. Ing. Marco Lazo.

Hacemos llegar nuestra oferta, de las partes hidráulicas para el proyecto de la cizalla para maquina Paneladora.

ITEM	CANT	DESCRIPCION	V/U US\$	P/T US\$
1	1	Bomba de piñones de Atos PFG 210	750,55	750,55
2	1	Válvula ATOS CETOP 05 220VAC 60Hz.	550,00	550,00
3	1	Válvula da máx. ATOS ARE 15	435,00	435,00
4	2	Cilindro hidráulico CK- 125	520,00	1040,00
5	1	Filtro de retorno. MP filtro	140,00	140,00
6	1	Filtro de succión. MP filtro	90,00	90,00
7	1	Manómetro WIKA 0 -250 bares	50,00	50,00
8	1	Válvula de accionamiento de presión MP filtro	250,00	250,00
9	1	Motor eléctrico de 1800RPM 14.5KW	600,00	600,00
10	1	Acople motor bomba MP filtro	75,00	75,00
11	1	Brida de acoplamiento MP filtro	125,00	125,00
12	1	Tanque ASH-210/ PFG210	250,00	250,00
13		Accesorios.	520,00	520,00
14		Montaje. puesta en servicio.	400,00	400,00
15	1	Tablero de control eléctrico.	560,00	560,00

**VALOR TOTAL US\$5575.55 dólares americanos.**

Forma de pago 60% con la orden de compra 40% contra entrega

Estos valores no incluyen el IVA.

Tiempo de entrega: 4 a 6 semanas.

Validez de la oferta 30 días.

Saludos cordiales,



Juan Villegas D.

**LISTADO DE PRODUCTOS QUE COMERCIALIZAMOS:**

- \* Compresores
- \* Tratamiento del aire comprimido
- \* Filtros para compresores
- \* Filtros y reguladores
- \* Manómetros y termómetros
- \* Cilindros y microcilindros
- \* Válvulas y electroválvulas
- \* Conjuntos FRL
- \* Bombas de vacío
- \* Envasadoras

**REPRESENTAMOS LAS SIGUIENTES MARCAS:**

**MICROMECA-NICA ARGENTINA, ISO 9001:**  
Neumática

**MINDMAN, ISO 9001 - TAIWAN**  
Neumática

**KOMPASS, ISO 9002-TAIWAN**  
Hidráulica

**FTB - TAIWAN ISO 9001**  
Manómetros y Termómetros

**DOLZAN ITALIA**  
Envasadoras

**PSI USA**  
Filtros para Compresores

**BOTTARINI CEE 89/392 ITALIA**  
Compresores  
Equipos para tratar el aire comprimido

**PROYECTAMOS Y DISEÑAMOS: AUTOMATISMOS INDUSTRIALES, INSTALACIONES DE AIRE COMPRIMIDO Y TRATAMIENTO DEL MISMO**



**AUTOMACION ECUATORIANA**  
**Cía. Ltda.**

Guayaquil, 01 de febrero del 2002

**COTIZACION:**

00201071

Vendedor: DCS

Ing. Roberto Ortiz

Señores

DIPAC

Guayaquil

Atención:

Ing. Marcelino

Quisiera pedirle un listado y un presupuesto a la misma, teniendo en cuenta de algunos artículos para el cargo siguiente:

ITEM	CODIGO	DESCRIPCION	CANT.	P. UNID.	V. TOTAL
1	0.082.000.880	CONECTOR PIP TO G1/2" - 1/2" PMM	1	319.73	319.73
2	0.011.000.462	ELECTROVALVULA 200 PSI 1/2" G1/2" - 1/2" PMM	1	1117.48	1117.48
3	0.011.000.010	BORBUJA 200 PSI 1/2" PMM ISO	1	568.07	568.07
4	0.012.001.04	VALVULA 200 PSI PMM	2	513.20	1026.40
5	0.012.001.01	CONECTOR PIP TO G1/2" - 1/2" PMM	2	219.07	438.14
6	0.012.001.04	CONECTOR PIP TO G1/2" - 1/2" PMM	1	52.73	52.73
7	0.012.001.04	CONECTOR PIP TO G1/2" - 1/2" PMM	1	52.00	52.00
8	0.101.003.564	UNIDAD FRL G1/2"	1	3111.20	3111.20
9	0.100.000.214	VALVULA COALIZANTE G1/2"	1	561.10	561.10
10	0.012.001.04	TUBO 1/2" PMM	6	52.36	314.16
11	0.012.001.04	SILENCIADOR PLASTICO 1/2"	2	21.12	42.24
12	0.000.000.511	SENSOR GMM	1	570.74	570.74
13	0.012.000.017	SOPORTE SENSOR	2	43.61	87.22

IMPRESOR THERMO	300.00	300.00
CONECTOR PIP TO G1/2" - 1/2" PMM	219.07	438.14
CONECTOR PIP TO G1/2" - 1/2" PMM	52.73	52.73
CONECTOR PIP TO G1/2" - 1/2" PMM	52.00	52.00
VALVULA COALIZANTE G1/2"	561.10	561.10
TUBO 1/2" PMM	52.36	314.16
SILENCIADOR PLASTICO 1/2"	21.12	42.24
SENSOR GMM	570.74	570.74
SOPORTE SENSOR	43.61	87.22

Montar en un gabinete de 19" de ancho.

Conectar en un gabinete de 19" de ancho.

**Automación Ecuatoriana**

G: GUAYAQUIL  
 TELE: 235-4060  
 GERENTE REGIONAL

**QUITO**  
 Gregorio Bernejo 334 y Brasil  
 Telefax: 2430-725 / 2441-093  
 E-mail: automec@accasinter.net

**GUAYAQUIL**  
 Calle 17 y Av. Interior  
 Villa 100 - Los Ceibos  
 Telefax: 2354-060 / 2232-136

**CUENCA**  
 Via a Patamarca y Oclavio Chacón  
 Parque Industrial  
 Telefax: (07) 864258 / (07) 801901

**LISTADO DE PRODUCTOS QUE COMERCIALIZAMOS:**

- \* Compresores
- \* Tratamiento del aire comprimido
- \* Filtros para compresores
- \* Filtros y reguladores
- \* Manómetros y termómetros
- \* Cilindros y microcilindros
- \* Válvulas y electroválvulas
- \* Conjuntos FRL
- \* Bombas de vacío
- \* Envasadoras

**REPRESENTAMOS LAS SIGUIENTES MARCAS:**

**MICROMECA-NICA ARGENTINA, ISO 9001:**  
Neumática

**MINDMAN, ISO 9001 - TAIWAN**  
Neumática

**KOMPASS, ISO 9002-TAIWAN**  
Hidráulica

**FTB - TAIWAN ISO 9001**  
Manómetros y Termómetros

**DOLZAN ITALIA**  
Envasadoras

**PSI USA**  
Filtros para Compresores

**BOTTARINI CEE 89/392 ITALIA**  
Compresores  
Equipos para tratar el aire comprimido

**PROYECTAMOS Y DISEÑAMOS: AUTOMATISMOS INDUSTRIALES. INSTALACIONES DE AIRE COMPRIMIDO Y TRATAMIENTO DEL MISMO**



**AUTOMACION ECUATORIANA**  
**Cía. Ltda.**

Guayaquil, 02 de febrero del 2002

**COTIZACION:** 00001077

Vendedor: 025 Ina Nakato Ortiz

Señor

**DIPAC**

Guayaquil

Atención: Ing. Marcos Lazo

Gracias por su solicitud y en atención a la misma, tenemos el agrado de dirigirme a Ud. para cotizar los siguientes elementos neumáticos:

ITEM	CODIGO	DESCRIPCION	CANT	P. UNID	V. TOTAL	
1	0,011,060,150	CILINDRO SPIO DIAM. 80 CARR. 150 CAMIGA AL.	2	\$208,85	\$417,70	
2	SC-160-4132C	ELECTROVALVULA 5/3 C/CERR. G1/2 220V	1	\$147,48	\$147,48	
3	0,011,000,010	HORQUILLAS CIL. DIAM. 80	2	\$68,07	\$136,14	
4	JSC10-03	BAJUNO 3/8 * 10	4	\$15,73	\$62,92	
5	JPE10	*T* IGUAL DE 10MM	2	\$2,96	\$5,92	
6	JPL10-04	CONECTOR CODO 1/2 * 10	2	\$4,22	\$8,44	
7	JPC10-04	CONECTOR RECTO 1/2 * 10	2	\$2,73	\$5,46	
8	PSE-04	SILENCIADOR PLASTICO 1/2	2	\$2,47	\$4,94	
9	UM10-65	TUBO 10MM	10	\$1,75	\$17,50	
10	0,900,000,533	INTERRUPTOR MAGNETICO	4	\$35,27	\$141,08	
11	0,011,000,017	SOPORTE P/INTERRUPTOR MAGNETICO	4	\$12,55	\$50,20	
					<b>SUBTOTAL DOLARES</b>	<b>\$547,68</b>
					<b>DESCUENTO ESPECIAL 10%</b>	<b>\$59,77</b>
					<b>IMPORTE GRAVADO CON IVA TARIFA 12%</b>	<b>\$837,91</b>
					<b>IMPORTE DEL IVA</b>	<b>\$107,75</b>
					<b>TOTAL CON IMPUESTOS DOLARES</b>	<b>\$1.005,66</b>

Nuestras mejores condiciones de venta y servicio:

- PLAZO DE ENTREGA : Inmediato
- CONDICIONES DE PAGO : 15 días calendario
- VALIDEZ DE LA OFERTA : 15 días calendario
- LUGAR DE ENTREGA : Vuestra planta industrial.
- GARANTIA : Un año contra defectos de fabricación

Sin otro particular quedamos a vuestras órdenes.

Atención:  
**Automación Ecuatoriana**  
GERENTE REGIONAL  
TEL: (04) 354 060

**QUITO**  
Gregorio Bermejo 334 y Brasil  
Telefax: 2430-725 / 2441-092  
E-mail: automec@accesinter.net

**GUAYAQUIL**  
Calle 17 y Av. Interior  
Vía 100 - Los Ceibos  
Telefax: 2354-060 / 2232-136  
**GERENTE REGIONAL**

**CUENCA**  
Vía a Patamarca y Octavio Chacón  
Parque Industrial  
Telefax: (07) 864258 / (07) 801901

FECHA : 22/Enero/2002  
 CLIENTE : LASSO MARCUS SR.  
 DIRECCION : MAPASINGUE ESTE AV. 1ERA  
 TELEFONO : 353-015  
 SOLICITADO POR : SR. MARCUS LASSO  
 COTIZADO POR : CARLOS BANCHON

# OTESA

R.U.C. 0990227039001

## COTIZACION No. 014417

CODIGO	DESCRIPCION	U/M	CANTIDAD	PRECIO	DESC.	PRECIO NETO	TOTAL
97025	TABLERO DT-3 VACIO, SIN TECHO, PINTADO CON CERRADURA	PZA	1.00	\$51.30	10%	\$46.17	\$46.17
10880	R02-14A10-120 RELE AUX. ENCHUFABLE 10A 3COMM. 120V 60HZ NTE	PZA	6.00	\$6.20	10%	\$5.58	\$33.48
10930	27 E 892 SOQUET SOBREPUESTO PARA RELE CON 3 COMM. P&B	PZA	6.00	\$3.50	10%	\$3.15	\$18.90
50160	BWA1 204 BORNERA SIEMENS DE 1 POLO 82AMP AWG 6-14	PZA	4.00	\$2.70	10%	\$2.43	\$9.72
50130	BWA1 011-10G11 BORNERA SIEMENS DE 1 POLO 34AMP AWG 10-18	PZA	26.00	\$1.20	10%	\$1.08	\$28.08
50130	BWA1 011-10G11 BORNERA SIEMENS DE 1 POLO 34AMP AWG 10-18	PZA	5.00	\$1.20	10%	\$1.08	\$5.40
50130	BWA1 808 PIEZA FINAL SIEMENS PARA BORNERAS BWA1	PZA	4.00	\$1.50	10%	\$1.35	\$5.40
50232	11213 RIEL DIN RBP2035 SOBEM	MTS	1.00	\$1.65	10%	\$1.49	\$1.49
52210	CV-100 AMARRA PLASTICA DE 100MM (X 100 PZAS) KSS	POTE.	1.00	\$0.70	10%	\$0.63	\$0.63
40060	3SB32 02-2HA11 SELECTOR/MANILLO 0-1 C/ENCLAVAM. C.1NA SIEMENS	PZA	1.00	\$14.00	10%	\$12.60	\$12.60
41000	3SB32 04-6AA20 LUZ PILOTO ROJO CON BA9S SIEMENS	PZA	1.00	\$8.90	10%	\$8.01	\$8.01
41010	3SB32 04-6AA30 LUZ PILOTO AMARILLO CON BA9S SIEMENS	PZA	1.00	\$8.90	10%	\$8.01	\$8.01
41020	3SB32 04-6AA40 LUZ PILOTO VERDE CON BA9S SIEMENS	PZA	1.00	\$8.90	10%	\$8.01	\$8.01
41460	2359401097 FUCO 220V RAYONETA 9	PZA	3.00	\$2.00	10%	\$1.80	\$5.40
40050	3SB32 03-1HA20 PULSADOR "EMERGENCIA" CON INC SIEMENS	PZA	1.00	\$19.00	10%	\$17.10	\$17.10
12090	3RT1036-1A..0-A CONTACTOR 50A S/CONTACT. AUX. S/BOBINA SIRIUS	PZA	1.00	\$78.30	10%	\$70.47	\$70.47
12550	3RT119 3S-5AM21 220V 60HZ BOBINA PARA 3RT1035/36 SIRIUS	PZA	1.00	\$11.30	10%	\$10.17	\$10.17
12315	3RH19 21-1EA11 CONTACTO AUX. LAT. 1 1NA+1NC P'3RT102/3/4 SIRIU	PZA	1.00	\$7.00	10%	\$6.30	\$6.30
16092	3RU11 36-4HR0 40,0-50,0A RELE TERMICO SIRIUS P'3RT1034/5/6	PZA	1.00	\$73.00	10%	\$65.70	\$65.70
40010	3SB32 02-UAA41 PULSADOR CON ROSETA VERDE Y 1NA SIEMENS	PZA	1.00	\$9.60	10%	\$8.64	\$8.64
40020	3SB32 03-UAA21 PULSADOR CON ROSETA ROJA Y 1NC SIEMENS	PZA	1.00	\$9.60	10%	\$8.64	\$8.64

LE INVITAMOS A VISITAR EN:  
 W.W. OTE S.A. COMERCIAL S.A.  
 El Mundo OTE S.A. de Rot.

### SIEMENS

MON : CUATROCIENTOS VEINTITRES, 72/100 DOLARES

Fuimos los primeros en  
 crear un Mini-PCL  
 Versátil y de fácil  
 Programación

## LOGO!

Consulte a:

### OTESA S.A.

SUBTOTAL : \$378.32  
 I.V.A. : \$45.40  
 TOTAL : \$423.72

CONSULTAR STOCK

CONTRIBUYENTE ESPECIAL No. 721

Validez de la Oferta: 15 días a partir de la fecha.

Principal :  
 Av. C.J. Arosemena Km. 1  
 Computador : 201400  
 Casilla : 09-01-7530  
 Fax : 393-4-2006  
 Guayaquil - Ecuador

Garantía : Nuestros equipos están garantizados por 12 meses contra defectos de fabricación.  
 Esta garantía entra en vigencia a partir de la fecha de entrega de los equipos y no incluye  
 fallas por mal manejo, sobretensiones continuas y partes y piezas de desgaste normal.  
 Los precios se entienden más el IVA vigente al momento de la facturación

## **BIBLIOGRAFIA**

- 1 ATOS spa., Gear pumps and Hydraulics Products Manual, Italia
- 2 AUTOMATIZACIÓN NEUMÁTICA, Folleto reproducido en la Espol, 1988
- 3 BOHMAN IVAN C.A., Manual de Aceros Especiales
- 4 HERION, Accesorios de Neumática, Publicación 7502131.22.01.90
- 5 MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, Neumática e Hidráulica, Tomo II Cultural S.A., España 1999.
- 6 MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, Novena Edición, Mc Graw Hill, México 1999
- 7 MATAIX, C. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Harla, México D.F., 1972.
- 8 MECANIZACIÓN NEUMÁTICA, Folleto reproducido por la ESPOL, 1989.
- 9 METALURGIA MECÁNICA, Folleto reproducido por la ESPOL, 1984.
- 10 MORSE INDUSTRIAL, Emerson Power Transmisión Corp, Seal Master Bearing Products, Catalog BP 88

- 11 **NORTON ROBERT L., Diseño de Máquinas, Primera Edición, Prentice Hall, México 1999**
- 12 **PNEUMAX , Electroválvulas y Válvulas de mando neumático, Catálogo 2 Italia 1994**
- 13 **SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, México D.F., 1979**
- 14 **SINGER FERDINAND L., Resistencia de Materiales, Tercera Edición, Harla , México 1982**
- 15 **STRIZINEC GABRIEL., Auto Cad 2000, GYR S.R.L., Argentina 1999**
- 16 **VAN VLACK LAWRENCE H., Materiales para Ingeniería, Segunda Ed., Continental S.A., México 1981**
- 17 **VICKERS, Industrial Hydraulics Manual, Tercera edición, 1993**
- 18 **YPF, Catálogo de lubricantes C.T. No. 450 , 2000**