

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el
conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Joel Angel Apolinario Julca

**ASESORES: Dr. Ing. Julio Acosta Sulcahuamán
Dipl. Ing. Benjamín Barriga Barriga**

Lima, setiembre del 2015

Resumen

Como una alternativa de solución a la creciente demanda de materiales de construcción de bajo costo, generada por el crecimiento demográfico en las principales ciudades del país, se ha investigado previamente en la PUCP un material compuesto de cemento, papel reciclado, quitosano y fibra de sisal. Este material denominado fibrocemento posee propiedades adecuadas para la fabricación de paneles y calaminas de bajo costo, por lo que la producción de éstas permitiría la construcción de viviendas económicas. En esta línea de investigación, se ha previsto el desarrollo de una planta piloto para la fabricación de calaminas, dentro de la cual, una de las etapas finales de producción consiste en el prensado del fibrocemento para maximizar su resistencia.

En este sentido, el objetivo de la presente tesis es diseñar una prensa hidráulica de 100 toneladas para la fabricación de calaminas según las normas NTP-ISO 9933, con la intención de evaluar las propiedades de dichas calaminas como paso previo a su producción en serie.

La metodología utilizada para el diseño de dicha prensa se puede resumir en las siguientes etapas: i) Estudio del estado de la tecnología y definición de los parámetros requeridos para el diseño; ii) elaboración de una “lista de exigencias” que cuantifica los diversos aspectos que se deben cumplir al realizar el diseño, tales como la función del equipo, los materiales, la geometría, la rigidez, cargas, fuentes de energía, entre otros; iii) cálculo estructural y diseño del equipo; iv) selección de componentes hidráulicos del mismo y, finalmente, v) se han elaborado los planos de fabricación, así como el costeo y planificación de recursos para su fabricación e implementación.

Como resultado, se ha diseñado una prensa hidráulica adecuada para la fabricación de calaminas de fibrocemento según las normas NTP-ISO 9933, cuyas especificaciones principales son: 100 toneladas de capacidad; 550 mm de carrera disponible; dimensiones generales de 1500 x 1700 x 2700 mm; mesa de trabajo de 1370 x 670 mm y 0,3 mm de deflexión máxima (con carga nominal); unidad de presión de 200 bar nominal, 240 bar máximo y 50 litros/min de caudal máximo; motor eléctrico de 15 KW (20 HP) y 1710 rpm y, por último, costo total de fabricación de S/. 70 000.00 aproximadamente.


 PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UNA PRESNA HIDRÁULICA DE 100 TONELADAS PARA EL CONFORMADO DE CALAMINAS DE FIBROCEMENTO DE 1,2 x 0,5 m.

ÁREA : Materiales / Diseño # 237

PROPUESTO POR : Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán.

ASESORES : Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán.
 Dipl. Ing. Benjamín Barriga Gamarra

TESISTA : Joel Angel Apolinario Julca

CÓDIGO : 20030511.2.12

FECHA : 7 de setiembre del 2012


DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Como una alternativa de solución a la creciente demanda de materiales de construcción de bajo costo, generada por el crecimiento demográfico en las principales ciudades del país, se ha investigado previamente en la PUCP un material compuesto de cemento, papel reciclado, quitosano y fibra de sisal. Este material denominado fibrocemento posee propiedades adecuadas para la fabricación de paneles y calaminas de bajo costo, por lo que la producción de éstas permitiría la construcción de viviendas económicas. En esta línea de investigación, se ha previsto el desarrollo de una planta piloto para la fabricación de calaminas, dentro de la cual, una de las etapas finales de producción consiste en el prensado del fibrocemento para maximizar su resistencia.

En este sentido, el objetivo de la presente tesis es diseñar y fabricar una prensa hidráulica de 100 toneladas para la fabricación de calaminas según las normas NTP-ISO 9933, con la intención de evaluar las propiedades de dichas calaminas como paso previo a su producción en serie.




PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 100 TONELADAS
PARA EL CONFORMADO DE CALAMINAS DE FIBROCEMENTO
DE 1,2 x 0,5 m

Introducción

1. Parámetros de diseño
2. Diseño de la prensa
3. Planos y especificaciones
4. Costos de fabricación

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

Dr. Ing. Julio Acosta Sulcahuamán
Asesor

Dipl. Ing. Benjamin Barriga Gamarra
Asesor

Dedicatoria

A mis padres Margarita Julca Tamara,
Marcelo Apolinario Martínez y mi
hermana Jackelyn por todos los
sacrificios que han hecho para que yo
pueda continuar esta carrera.

A mis hermanos Jack, Jorge, Eddy y
Luis por brindarme su apoyo
incondicional a lo largo de mi vida.

Y finalmente a mi esposa y compañera
DenissE que me apoyo y animo a
terminar este proyecto de mi vida.

Agradecimientos

Al Ing. Julio Acosta Sulcahuamán e Ing. Benjamín Barriga Gamarra, quienes me permitieron desarrollar la presente tesis, y además me ofrecieron su apoyo, dedicación y paciencia durante este largo periodo.

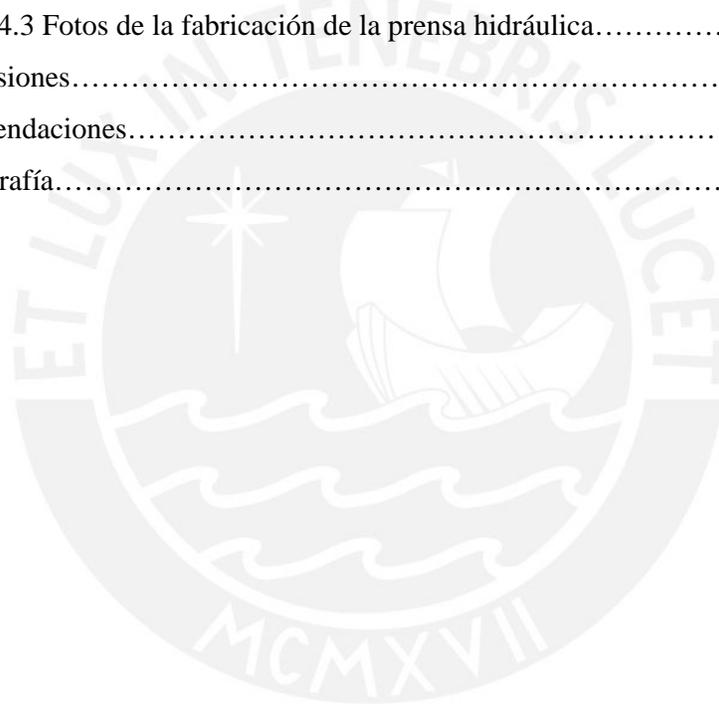
A mi esposa y compañera Lic. Denisse Chana, quien desde el principio me apoyo en este proyecto y ahora se ha convertido en una persona muy especial para mí.

A mis amigos y compañeros, Ing. Cesar Ramos, Ing. Enrique Mejía e Ing. José Zavaleta quienes aportaron al desarrollo de este proyecto.

Índice de Contenido

	Pagina
Lista de anexos.....	I
Índice de tablas y figuras	II
Lista de símbolos.....	IV
Introducción.....	1
Capítulo 1: Parámetros de diseño	3
1.1 Antecedentes.....	3
1.2 Proceso de fabricación de calaminas	4
1.3 Tipos de prensas.....	5
1.4 Características de la prensa	7
1.4.1 Características geométricas y dimensionales.....	7
1.4.2 Características de rigidez según precisión requerida.....	8
1.4.3 Características de fuerza y energía del prensado.....	9
1.4.4 Características de velocidad de prensado.....	10
1.5 Resumen de características y estado del arte.....	13
Capítulo 2: Diseño de la prensa.....	14
2.1 Lista de exigencias.....	14
2.2 Diseño de la estructura de la prensa.....	16
2.2.1 Diseño preliminar de la estructura.....	16
2.2.2 Procedimiento de cálculo y aproximaciones iniciales.....	20
2.2.3 Calculo del pórtico por el método de Cross.....	24
2.2.4 Calculo de reacciones en el pórtico.....	31
2.2.5 Columna, vigas y sus uniones atornilladas.....	35
2.2.6 Brida del cilindro hidráulico y soporte superior.....	44
2.2.7 Mesa superior e inferior.....	51
2.2.8 Sistema de guías.....	56
2.2.9 Anclajes de la estructura.....	57
2.3 Especificaciones del sistema hidráulico.....	61
2.3.1 Esquema hidráulico.....	61
2.3.2 Cilindro hidráulico.....	64
2.3.3 Bombas hidráulicas.....	67
2.3.4 Motor eléctrico.....	69

2.3.5 Tanque de aceite.....	70
2.3.6 Selección de válvulas.....	71
2.3.7 Selección de filtros.....	72
2.4 Calculo sismo resistente.....	75
Capítulo 3: Planos y especificaciones.....	80
3.1 Planos.....	80
3.2 Pliego de especificaciones.....	81
Capítulo 4: Costos de fabricación.....	82
4.1 Plan de trabajo para la fabricación de la prensa hidráulica.....	82
4.2 Costos de fabricación de la prensa hidráulica.....	83
4.3 Fotos de la fabricación de la prensa hidráulica.....	87
Conclusiones.....	89
Recomendaciones.....	91
Bibliografía.....	93



Lista de Tablas y Figuras

	Pagina
Fig. 1.1 Esquema del conformado de calaminas.....	3
Fig. 1.2 Esquema de prensa abierta.....	6
Fig. 1.3 Esquema de prensa cerrada.....	7
Fig. 1.4 Esquema básico del cilindro hidráulico.....	9
Fig. 1.5 Esquema de cilindro hidráulico en disposición directa.....	10
Fig. 1.6 Esquema de cilindro hidráulico en disposición recirculante.....	11
Fig. 1.7 Disposición de retorno independiente.....	12
Tabla 2.1: Lista de Exigencias.....	14
Fig. 2.1 Esquema básico de estructura de la prensa.....	17
Fig. 2.2 Esquema básico del pórtico.....	17
Fig. 2.3 Dibujo del diseño preliminar de la estructura.....	19
Fig. 2.4 Dimensiones del pórtico de la estructura	20
Fig. 2.5 Dimensiones de la sección de las columnas y vigas (canales).....	21
Fig. 2.6 DCL de viga CD empotrada.....	28
Fig. 2.7 DCL de viga BE empotrada.....	28
Fig. 2.8 Hoja de cálculo del pórtico por el método de Cross.....	30
Fig. 2.9. Esquema de resultados en el pórtico de la estructura.	31
Fig. 2.10. DCL, DFC y DMF de la columna ABC.....	33
Fig. 2.11. DCL, DFC, DMF de viga superior CD.....	34
Fig. 2.12. DCL, DFC y DMF de viga inferior BE.....	34
Fig. 2.13. Distribución de esfuerzos en la sección de corte de la columna (nodo B).....	35
Fig. 2.14. Configuración del canal soldado.....	37
Fig. 2.15. Esquema de esfuerzos y disposición para el conjunto de uniones atornilladas.....	40
Fig. 2.16. Diagrama de cuerpo libre del tornillo más cargado.....	41
Fig. 2.17. Esquema comparativo de tipos de brida.....	44
Fig. 2.18 Dimensiones del diseño final de la brida y soporte.....	46
Fig. 2.19. Configuración del pistón hidráulico, brida y su unión atornillada	48
Fig. 2.20 Grafica F vs deformación de la unión atornillada.....	50
Fig. 2.21 Configuración de la mesa superior e inferior.....	51

Fig. 2.22 DCL de la mesa superior e inferior.....	52
Fig. 2.23 Esquema del proceso de prensado y sistema de guías.....	56
Fig. 2.24. Dimensiones del sistema de anclaje de la prensa.....	57
Fig. 2.25 Esquema del circuito hidráulico.....	62
Fig. 2.26 Esquema de funcionamiento del sistema, válvula posición 1.....	63
Fig. 2.27 Esquema de funcionamiento del sistema, válvula posición 3.....	64
Fig. 2.28 Curva de esfuerzo limite. Método de cálculo por pandeo de Johnson.....	66
Fig. 2.29 Graficas de caída de presión de filtros HF410.....	73
Fig. 2.30 Niveles y pesos de la estructura de la prensa.....	75
Tabla 2.2 Calculo y Verificación de Estabilidad.....	78
Fig. 2.31 Esquema de fuerzas y momentos generados en un sismo.....	79
Fig. 4.1 Plan de trabajo para la fabricación de la prensa hidráulica.....	82
Tabla N° 4.1 Lista de materiales requeridos por elemento de la estructura	83
Tabla N° 4.2 Lista de pernos de unión para la estructura.....	84
Tabla N° 4.3 Costo de los componentes hidráulicos.....	85
Tabla N° 4.4 Costos de MOV y Equipos para la fabricación de la estructura	85
Tabla N° 4.5 Costos de MOV y Equipos para montaje y puesta a punto.....	86
Tabla N° 4.6 Costo total de fabricación de la prensa hidráulica.....	86
Fig. 4.2 Foto de la fabricación de las vigas superiores y el soporte superior	87
Fig. 4.3 Foto de la brida del cilindro hidráulico fabricada y mesa superior	87
Fig. 4.4 Foto de la fabricación de pórticos y ensamblaje estructural.....	88

Lista de Anexos

Anexo A: Tabla de resistencia de materiales.

Anexo B: Hoja técnica de anclajes HILTI HSL-3 de acero al carbono.

Anexo C: Hojas técnicas de los componentes hidráulicos seleccionados.



Lista de Símbolos

Símbolo	Descripción	Unidades
Capítulo 1		
F	Fuerza, que debe ejercer el pistón o cilindro hidráulico para compactar la calamina	KN
P_C	Presión de conformado de las calaminas	KPa
A	Área proyectada de la calamina	m^2
A_E	Área del embolo (lado cabeza)	m^2
A_S	Área anular (lado vástago del pistón)	m^2
Q_E	Caudal desplazado en el pistón (lado embolo)	m^3/s
Q_S	Caudal desplazado en el pistón (lado vástago)	m^3/s
Capítulo 2		
$L1 @ L4$	Longitud de un tramo del pórtico (1, 2, 3 o 4)	mm
$I1 @ I4$	Momento de inercia de un tramo del pórtico (1,2,3 o 4)	mm^4
σ_F	Esfuerzo de fluencia del material	N/mm^2
$\sigma_{S adm}$	Esfuerzo máximo admisible.	N/mm^2
E	Modulo de elasticidad correspondiente para un tipo de material.	N/mm^2
F_1	Fuerza resultante en las vigas del pórtico.	$Tonf$ o kN
M_f	Momento flector sobre la viga.	$N.m$
σ_f	Esfuerzo flector máximo en viga debido a un momento flector.	N/mm^2
σ_{1b}	Esfuerzo normal en un cordón de soldadura debido a un momento flector.	N/mm^2
τ_1	Esfuerzo cortante en un cordón de soldadura debido a un momento flector.	N/mm^2
σ_v	Esfuerzo comparativo para el cálculo de resistencia en un cordón de soldadura.	N/mm^2
y	Distancia mayor en sección de viga o columna respecto a su eje neutro.	mm
I	Momento de inercia de viga o columna analizada.	mm^4
I_C	Momento de inercia de cada canal C	mm^4
A	Área de la sección de viga o columna analizada	mm^2
h	Altura de la sección de viga o columna analizada	mm
b	Ancho de la sección de viga o columna analizada	mm
K_{XY}	Factor de rigidez flexional del elemento en el tramo XY (Método de Cross).	mm^3
K'_{XY}	Factor de rigidez flexional relativa del elemento en el	mm^3

	tramo XY respecto al mayor del nodo correspondiente (Método de Cross).	
v_{XY}	Coefficiente de distribución de carga del elemento XY en el nodo X	-
m	Sumatoria de momentos libres en un nodo.	$Tonf \cdot m$
R_{Ax}	Reacción en el punto A en el eje horizontal (eje x)	kN
R_{Ay}	Reacción en el punto A en el eje vertical (eje y)	kN
F_C	Fuerza cortante máxima en viga o columna analizada.	kN
F_N	Fuerza normal en viga o columna analizada.	kN
τ_C	Esfuerzo cortante en viga o columna analizada.	N / mm^2
σ_N	Esfuerzo normal en viga o columna analizada.	N / mm^2
σ_{EQ}	Esfuerzo equivalente según la teoría de Von Misses	N / mm^2
$F.S$	Factor de Seguridad del elemento.	-
δ_{Ax}	Desplazamiento de nodo A en el eje horizontal (eje x)	mm
δ_{Ay}	Desplazamiento de nodo A en el eje vertical (eje y)	mm
Q_y	Primer momento de inercia de la sección sobre el cordón de soldadura	in^3 o mm^3
t	Ancho del cordón de soldadura (garganta)	mm
l_k	Longitud entre la cabeza y tuerca del tornillo	mm
$l_{S/R}$	Longitud sin rosca del tornillo	mm
D_A	Diámetro del campo de compresión del tornillo	mm
F_{lim}	Fuerza límite de los tornillos	kN
F_V	Fuerza de pre-tensión de los tornillos	kN
F_m	Fuerza máxima que soporta el tornillo	kN
T_{an}	Torque de ajuste de tornillos.	$N.m$
W	Fuerza distribuida. Reacción sobre las mesas.	kN / mm
δ_{ms}	Deflexión máxima de la mesa superior.	mm
δ_{mi}	Deflexión máxima de la mesa inferior.	mm
C	Distancia del anclaje al borde de la base de concreto.	mm
S	Distancia entre anclajes.	mm
V_a	Esfuerzo de corte que soporta 01 anclaje	kN
N_a	Esfuerzo de tensión (tracción) que soporta 01 anclaje	kN
i	Radio de giro de la sección de un elemento	mm
λ	Grado de esbeltez de un elemento (vástago del cilindro hidráulico)	-
L_p	Longitud efectiva de un elemento (vástago).	mm
λ_{JE}	Grado de esbeltez de inflexión de la curva de Johnson y	-

	Euler para el cálculo del vástago por pandeo.	
k	Coefficiente de la curva de pandeo de Johnson.	-
Q	Caudal de fluido hidráulico (aceite)	cm^3 / s
V_{CH}	Velocidad del vástago del cilindro hidráulico	cm / s
V_P	Desplazamiento de fluido (de la bomba)	cm^3 / rev
P	Presión del fluido hidráulico	kPa
$\eta_{sistema}$	Eficiencia del sistema para el cálculo de la potencia requerida.	-
C_{TK}	Capacidad del tanque hidráulico (tanque de aceite)	L
P	Tiempo de permanencia del aceite en el tanque.	min
T	Periodo fundamental de la estructura	s
P_i	Peso del nivel i	kg o Ton
F_i	Fuerza sísmica cortante en el nivel i	kN
V	Fuerza sísmica cortante en la base de la estructura	kN
Z	Factor de zona para el cálculo antisísmico.	-
U	Coefficiente de uso e importancia para el cálculo antisísmico.	-
C	Factor de amplificación sísmica para el cálculo antisísmico.	-
S	Factor de amplificación del suelo para el cálculo antisísmico.	-
R	Coefficientes de reducción para el cálculo antisísmico.	-
Mt_i	Momento accidental en el nivel i	$N.m$
e_i	Excentricidad accidental en el nivel i	mm

Introducción

Se observa actualmente un gran crecimiento en la industria de la construcción que ha llevado a un incremento sustancial en el costo de los materiales de construcción en el país. Esto a generado que familias de bajos recursos tengan cada vez menos acceso a productos para mejorar sus viviendas y así su calidad de vida. A partir de esta problemática un equipo de la PUCP desarrolló la investigación de un material denominado fibrocemento hecho a base de cemento y fibras de papel reciclado y sisal, que al ser de bajo costo permitirían la fabricación de calaminas y paneles a un costo mucho menor. Es así que esta línea de investigación se ha desarrollado una planta piloto para la fabricación de calaminas como paso previo a su producción en serie. De esta manera la presente tesis tiene por objetivo principal desarrollar el diseño del equipo de mayor costo y envergadura de la planta piloto, una prensa hidráulica para el compactado del fibrocemento.

En la presente tesis se desarrolla el diseño de la prensa partiendo del estado del arte y de las características requeridas para el prensado. En el primer capítulo se revisan los tipos de prensa y su clasificación según el tipo de estructura y la fuente de energía. Asimismo se revisan las características para el prensado como son las dimensiones y tolerancias de la calamina, la fuerza de prensado, etc. Algunos de estos datos podrán recopilarse a partir de la norma de referencia para la fabricación de calaminas, NTP-ISO 9933.

El segundo capítulo contiene los cálculos requeridos para el diseño de la prensa y se divide en tres partes. En la primera parte se desarrolla la “Lista de Exigencias”, la cual es la columna vertebral del diseño de la prensa. En esta se resume las características vistas en el primer capítulo y demás exigencias que se hayan solicitado para la prensa, las cuales sirven como parámetro durante el diseño. La segunda parte trata sobre el diseño de la estructura de la prensa, para lo cual se ha utilizado el método de distribución de momentos o método de Hardy Cross, método iterativo que permite el cálculo de reacciones en estructuras hiperestáticas mediante el uso de iteraciones y cálculos sencillos. Asimismo, se presenta el cálculo y dimensionamiento de cada parte de la estructura. La tercera parte trata sobre el sistema hidráulico y las especificaciones para la selección de sus componentes. En este capítulo se analiza en primer lugar el circuito hidráulico, el cual está constituido

principalmente por el cilindro hidráulico y la unidad de presión. Esta última a su vez está constituida por un motor eléctrico, dos bombas hidráulicas (una de bajo caudal y otra de alto caudal), una válvula de distribución, válvulas anti retorno y accesorios. Estos elementos se muestran en el circuito y en conjunto permiten generar la energía necesaria para accionar el cilindro hidráulico y un sistema de control para la fuerza solicitada. Finalmente, al culminar este capítulo se tendrán definidas todas las especificaciones para la fabricación de la estructura y la implementación del sistema hidráulico.

El tercer capítulo contiene la lista de planos de ensamble y despiece de la prensa, dentro de las que se incluye la información del diseño vista en el segundo capítulo. Asimismo, en este capítulo se presenta el pliego de especificaciones de la prensa. En tanto, en el cuarto capítulo se analizan los costos de fabricación de la prensa, para lo cual se detallan los recursos, materiales y el plan de trabajo para la construcción y puesta en marcha. Finalmente, se determina que el costo total de la prensa, el cual asciende a los 69 mil nuevos soles.

Capítulo 1

Parámetros de Diseño

1.1 Antecedentes

Como parte del proyecto de investigación para la fabricación de calaminas de fibrocemento se debe probar la factibilidad de procesar este material para la producción a escala industrial, por este motivo se vio la necesidad de reproducir el proceso de laboratorio en una planta piloto. En esta planta se analizan las condiciones necesarias para la fabricación de calaminas a escala industrial y así solucionar los problemas inherentes al proceso de adecuación. Es así que nace la presente tesis, la cual aborda el diseño de la máquina de mayor costo y envergadura de esta planta piloto, una prensa con la rigidez y fuerza necesarias para compactar planchas de fibrocemento. En la figura 1.1 se observa el principio básico para el conformado de calaminas de fibrocemento. Se observa que el material es prensado en un molde cerrado y que requiere una alta carga para aumentar la adherencia de las fibras del material a su matriz (de cemento), de esta manera se puede obtener la máxima resistencia del material.

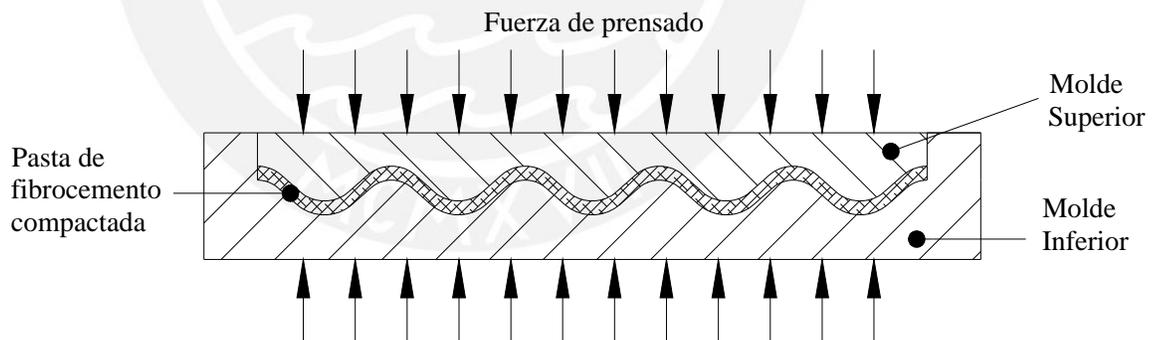


Fig. 1.1 Esquema del conformado de calaminas

Por lo tanto, según lo solicitado por el grupo de investigación para el diseño de la prensa se define que esta debe cumplir con las siguientes características generales:

- La prensa debe asegurar que se cumplan con las tolerancias dimensionales y de forma especificadas por las norma NTP-ISO 9933 correspondiente a las características de calaminas corrugadas de fibrocemento.

- El diseño debe realizarse considerando que su fabricación se realizará en talleres locales y con materiales asequibles, así también, los costos deben ser lo mas bajos posibles.
- La prensa debe ser transportable, por lo que el total de su estructura no debe estar soldada.

1.2 Proceso de fabricación de calaminas de fibrocemento

Con el fin de entender la importancia del compactado del fibrocemento es conveniente explicar el procedimiento de fabricación del material y así poder definir algunos parámetros.

De acuerdo con la investigación realizada sobre este material (Fuentes Rojas, 2006), el procedimiento de fabricación se puede resumir en el siguiente.

1. **Obtención de la pulpa de papel:** Este proceso consiste en desfibrar el papel seco para obtener sus fibras suspendidas en agua. A esta pulpa se le debe agregar una solución de quitosano, el cual sirve para mejorar su resistencia al medio ambiente (biodegradación).
2. **Preparación de la pasta del cemento:** Consiste en mezclar cemento y agua en proporciones establecidas según la investigación relacionada con este material para maximizar su resistencia en el fraguado (Fuentes Rojas, 2006).
3. **Mezclado de la pasta de cemento y la pulpa del papel:** Con este proceso se obtiene la matriz de fibrocemento, a la cual se agregan otras fibras para mejorar sus propiedades.
4. **Vibrado:** El objetivo principal de este proceso es obtener una distribución uniforme de las fibras en el material a partir del vibrado del material a altas frecuencias (entre 5000 y 6000 pulsaciones por minuto). Para este trabajo se utiliza una mesa vibratoria.
5. **Cámara de vacío:** En este proceso se coloca la mezcla sobre una cámara de vacío, la cual se encarga de absorber el exceso de agua de la mezcla con el fin que la pasta de fibrocemento sea más manipulable.

6. **Prensado:** En este proceso se compacta el material para aumentar su densidad y la adherencia de las fibras con la matriz y como consecuencia se obtiene una mayor resistencia del material. De acuerdo con la investigación realizada (Fuentes Rojas, 2006), se encontró que este material obtuvo una resistencia óptima con una presión de compactado de 1500 kN/m^2 aplicado durante 5 minutos.
7. **Curado:** Luego del prensado, las calaminas se desmoldan y se preparan para el curado, el curado puede ser al medio ambiente o en autoclave. El tiempo de curado al ambiente es aproximadamente 15 días, después de lo cuales las calaminas están listas para ser usadas.

Habiéndose conocido el proceso de fabricación se define que la presión de compactado debe ser como mínimo de 1500 kN/m^2 por lo que más adelante se calculará la fuerza de trabajo con este valor.

1.3 Tipos de Prensas

Existen diversos tipos de prensas las cuales se clasifican según diversos criterios. A continuación se muestran los criterios más importantes con que se clasifica una prensa.

A. Según la fuente de energía para el prensado:

- Prensas Mecánicas: Este tipo de máquinas acumulan energía cinética mediante una volante de inercia la cual se utiliza para transmitir energía al prensado. Esta transmisión de energía se realiza mediante un sistema biela-manivela con embrague mecánico que convierten el movimiento giratorio de la volante en un movimiento lineal para el prensado.
- Prensas Hidráulicas: Este tipo de máquinas aprovechan la energía potencial de un fluido para transmitir energía al prensado. Esto se realiza mediante la elevación de la presión del fluido y la transformación de su energía en fuerza lineal con la ayuda de un cilindro hidráulico o pistón.

El factor fundamental para seleccionar una prensa hidráulica sobre una mecánica para esta aplicación es el tiempo de accionamiento de la fuerza. En el caso de la

prensa mecánica, la energía se acumula como energía cinética, mientras que en la hidráulica se acumula como presión del fluido hidráulico dentro del sistema. Esto hace que sea imposible para la prensa mecánica mantener una carga constante por un tiempo prolongado sobre el material, lo cual si se puede obtener con las prensas hidráulicas. Por este motivo se define que la prensa debe ser hidráulica.

B. Según la forma de la estructura:

Prensa con estructura abierta: La estructura de estas prensas cuentan con una sola columna y la línea de carga sobre la mesa es excéntrica al eje de la columna. En la figura 1.2 se observa el esquema de este tipo de estructura. Si bien la prensa con estructura abierta brinda mayor espacio y comodidad para la manipulación del material sobre su mesa, tiene por desventaja que la carga de prensado es excéntrica a su eje, ocasionando que para soportar cargas altas requiere un bastidor muy grande, lo cual, se reproduce en un costo elevado. Asimismo, al ser la carga excéntrica, la deflexión de su columna ocasionará que el compactado no sea uniforme y por ende que el producto sea defectuoso.

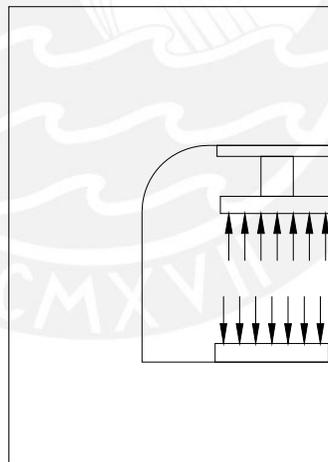


Fig.1.2 Esquema de prensa abierta

Prensa con estructura cerrada: La estructura de estas prensas esta compuesta por columnas y vigas unidas en un pórtico, dentro de la cual la carga se encuentra centrada. En la Fig. 1.3 se muestra el esquema de la prensa de estructura cerrada. En este tipo de estructura, las cargas son equitativamente distribuidas a cada columna y pueden soportar una carga mayor sin reducir la uniformidad del prensado. Del mismo

modo, al ser más rígida la estructura, requerirá menos material y por lo tanto será más económica.

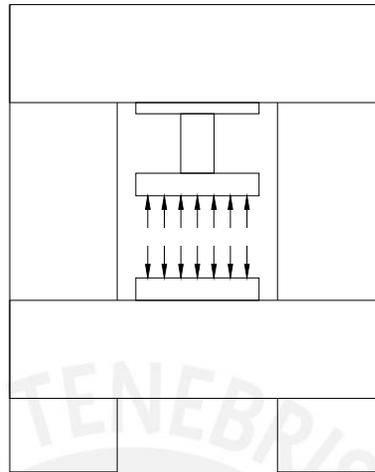


Fig. 1.3 Esquema de prensa cerrada

Finalmente, por los motivos mencionados anteriormente relacionados con el costo y la rigidez de la estructura se concluye que esta debe ser de tipo cerrada.

1.4 Características de la prensa

Las calaminas que se fabriquen con la prensa deben seguir un control de calidad y esta establecido en el Perú por la norma NTP-ISO 9933. En esta norma se precisan algunos detalles sobre las dimensiones, tolerancias, acabado y pruebas que se deben realizar sobre las calaminas. Es por esto que en función a esta norma definiremos algunos parámetros para el diseño de la estructura de la prensa. Asimismo, como parte de este capítulo se definirán algunas características de la prensa relacionadas con el sistema hidráulico en cuanto a ventajas y desventajas de los distintos modelos que existen.

1.4.1 Características geométricas y dimensionales

Según lo mencionado anteriormente se definirán las características geométricas y dimensionales de la prensa en función a la norma técnica peruana NTP-ISO 9933. De acuerdo con esta norma, la longitud mínima de la plancha corrugada debe ser de 1,2 m y en cuanto al ancho, la norma no especifica una medida. Ya que las medidas de

las calaminas comerciales son de 1,16 x 3,05 m, se decide utilizar 0,5 m de ancho para nuestra plancha corrugada a fin de asemejar una calamina comercial

Asimismo, como las calaminas serán manipuladas de manera manual, es importante definir dimensiones ergonómicas para la prensa. A continuación algunos detalles:

- La distancia entre el piso y la mesa de trabajo inferior debe ser de 0.7 metros para permitir una fácil manipulación de los moldes.
- El espacio libre entre las mesas de trabajo inferior (sobre la que va la parte inferior del molde) y superior (que sujeta la parte superior del molde) debe ser por lo menos medio metro, para brindar al trabajador un espacio amplio cuando requiera colocar la pasta de fibrocemento dentro de la máquina.

En funciones a estas dimensiones básicas se debe trabajar el diseño de la estructura de la prensa considerando siempre las tolerancias necesarias para el armado.

1.4.2 Características de precisión en la pieza a conformar y rigidez de la prensa

En la norma técnica peruana NTP-ISO 9933 se muestran las siguientes especificaciones de tolerancias dimensionales para las calaminas:

- Tolerancia en la longitud de onda: ± 2 mm
- Tolerancia en la altura de la onda: ± 2 mm
- Tolerancia en el largo de la calamina: ± 10 mm
- Tolerancia en el ancho de la calamina: $+10 -5$ mm
- Tolerancia en el espesor nominal, e : $\pm 10\%$ o $\pm 0,6$ mm

Las dimensiones de longitud de onda, altura, largo y ancho dependen directamente de la calidad del molde de las calaminas. Pero la tolerancia en el espesor nominal esta en función de la deflexión en las mesas superior e inferior del molde. Esto se explica debido a que los moldes para el compactado están soportados en mesas de la estructura y con la presión estas tienden a deflectarse. Finalmente, es necesario que las mesas sean muy rígidas para que se deflecten menos de 0,3 mm cada una. De esta manera, la deflexión de las dos mesas juntas (superior e inferior) no superará los 0,6 mm de tolerancia en el espesor de la calamina.

1.4.3 Características de fuerza y energía del prensado

Como se mencionó anteriormente, la presión recomendada para el prensado de la pasta de fibrocemento es de 1500 kN/m^2 . A partir de este valor y las dimensiones de la calamina se puede calcular la fuerza de prensado.

$$F = P_C \cdot A = 1500 \times (1,2 \times 0,5) = 900 \text{ kN} \approx 92 \text{ tonf} \quad (1.1)$$

Por lo tanto, definimos para la prensa una carga máxima de 100 toneladas de fuerza, con el fin de poder trabajar por debajo del límite de diseño nominal. En el caso de las prensas hidráulicas esta fuerza es ejercida por un cilindro hidráulico como se muestra en la figura 1.4. De esta figura, se puede determinar la fuerza de prensado ideal como:

$$F = P \cdot A_E \quad (1.2)$$

Donde:

F : Fuerza de prensado

P : Presión hidráulica dentro del cilindro

A_E : Área del embolo

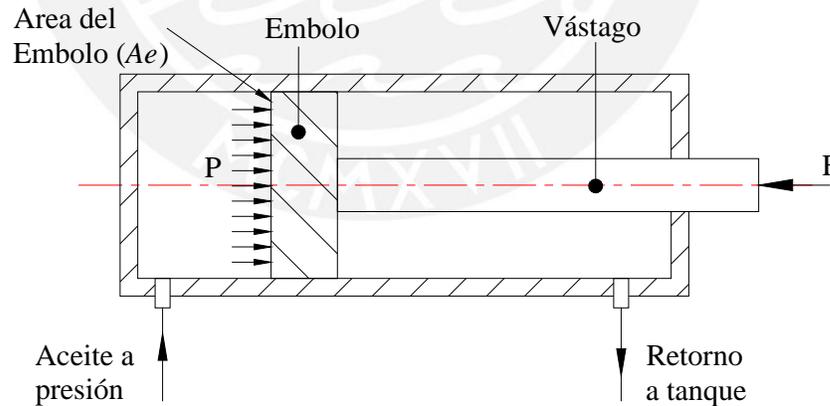


Fig. 1.4 Esquema básico del cilindro hidráulico

Por lo tanto, de la fórmula 1.2 se puede deducir que el aumento de la fuerza de prensado es proporcional a la presión hidráulica en el pistón. Esta presión regulada mediante un sistema de válvulas y bombas con las cuales se puede alcanzar la fuerza máxima que soporta el cilindro.

1.4.4 Características de la prensa relacionadas con la velocidad

El proyecto de investigación para la fabricación de calaminas tenía como exigencia que el equipo cumpliera con un tiempo máximo para la apertura y cerrado de la prensa, principalmente por un tema de comodidad y evitar largas esperas. Ellos indicaron que el tiempo máximo de apertura debía ser de un minuto, por lo que, con el fin de solucionar esta parte del diseño a continuación el análisis de varias configuraciones.

En general, el proceso de prensado lo podemos dividir en tres etapas, aproximación, trabajo y retorno. Durante la carrera de aproximación y retorno, el sistema hidráulico se encarga de acercar y alejar las mesas de trabajo una de la otra respectivamente, mientras que durante la carrera de trabajo realiza el prensado sobre el material. Para acelerar el proceso de prensado se requiere que el tiempo que toma la aproximación y el retorno sea relativamente corto. Para lograr esto con un sistema hidráulico se pueden establecer las siguientes disposiciones.

- A. **Disposición directa:** Según esta disposición el cilindro hidráulico cuenta con una entrada y salida independientes. Para reducir el tiempo de aproximación y retorno se necesitan dos bombas que trabajen paralelamente, una de alto caudal para la carrera de aproximación y retorno, y otra de bajo caudal para ejercer la presión de prensado.

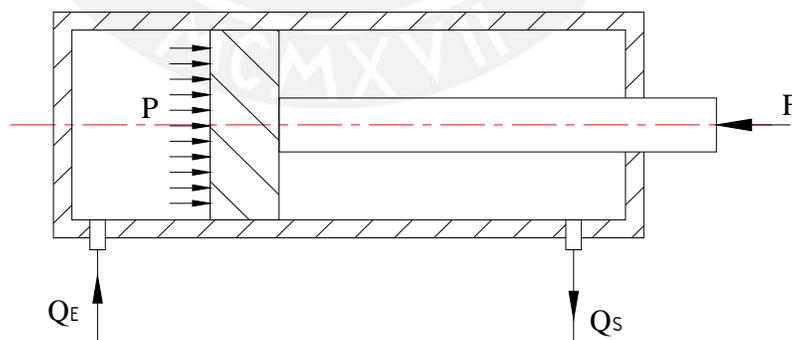


Fig. 1.5 Esquema de cilindro hidráulico en disposición directa

En un cilindro hidráulico con esta disposición la velocidad del vástago depende directamente del caudal de la bomba y del área del embolo. De la figura 1.5 se puede deducir lo siguiente:

$$V = Q_E / A_E \quad (1.3)$$

Dónde:

V : Velocidad del vástago.

Q_E : Caudal que ingresa al cilindro hidráulico.

A_E : Área del embolo.

El costo de usar este sistema hidráulico es relativamente económico ya que no requiere de muchas válvulas y ambas bombas al tener requerimientos específicos, tendrán un costo bajo.

B. Disposición recirculante: Esta disposición permite que mediante un juego de válvulas el aceite que sale del cilindro recircule, con lo cual se obtiene un mayor caudal de ingreso en por el lado del embolo. En la figura 1.6 se muestra el esquema de trabajo de este modelo.

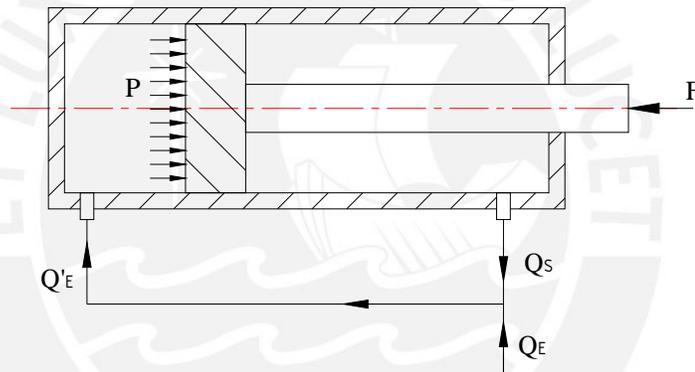


Fig. 1.6 Esquema de cilindro hidráulico en disposición recirculante

Es así que en este tipo de disposición la velocidad del vástago es:

$$V = Q'_E / A_E \quad (1.4)$$

$$V = Q_S / A_S \quad (1.5)$$

$$Q'_E = Q_E + Q_S \quad (1.6)$$

Dónde:

V : Velocidad del vástago.

Q'_E : Caudal que ingresa al cilindro hidráulico.

A_E : Área del embolo.

Q_S : Caudal que sale del cilindro hidráulico.

A_S : Área anular, lado del vástago.

Q_E : Caudal de entrada al sistema hidráulico.

Resolviendo las ecuaciones 1.4, 1.5 y 1.6 se obtiene:

$$V = Q_E / (A_E - A_S) \quad (1.7)$$

Debido al coste que implican las válvulas para regular y distribuir el flujo de aceite en el cilindro, esta disposición no es muy económica. Adicionalmente en este sistema la velocidad máxima depende del caudal que entregue una única bomba, la cual a su vez debe generar la presión suficiente para el compactado. Esto ocasionaría que la bomba sea muy grande y costosa. Asimismo, la velocidad del vástago está limitada por las dimensiones del cilindro hidráulico. En conjunto este modelo no representa una buena opción para una prensa de estas dimensiones ni para los requerimientos solicitados.

C. **Disposición de retorno independiente:** Como su nombre lo indica, el retorno del vástago es independiente, para lo cual puede usarse un mecanismo de retorno o un cilindro hidráulico. En la figura 1.7 se muestra un ejemplo de este tipo de disposición.

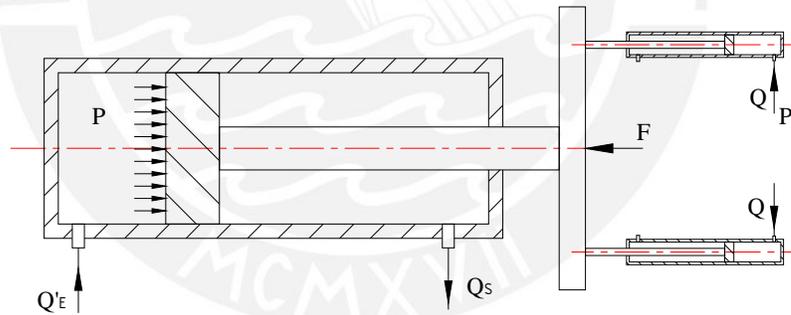


Fig. 1.7 Disposición de retorno independiente

Como se observa en la fig. 1.7, los pistones de retorno tienen un diámetro menor que el pistón de trabajo. Esto porque al tener menor sección, la velocidad de retorno es muy elevada. Por este motivo, el uso de este tipo de disposición se da principalmente en aplicaciones industriales donde se necesita que los tiempos muertos sean lo menor posibles y que pueden afrontar el alto costo que representa la compra y mantenimiento de los cilindros de retorno.

Basándonos principalmente en el costo del sistema y considerando que esta destinado a una planta piloto, se decide utilizar la disposición directa, ya que es la que brinda

buenas características de velocidad a un costo bajo en comparación con los otros modelos. Considerando esto podemos determinar que la velocidad mínima del vástago del pistón hidráulico debe ser:

$$v_{\min} = \frac{500.mm}{60.seg} = 8,33.mm/seg$$

1.5 Resumen de características y estado del arte.

En líneas anteriores se han revisado los distintos tipos de prensa, y según la aplicación requerida de compactado de un material de fibrocemento se han definido varios puntos como su forma básica, parámetros de trabajo entre otros. A continuación se realizara una breve lista de lo revisado.

- a. Material: El material a compactar es una pasta de fibrocemento compuesta principalmente de agua, cemento y papel. Siguiendo la indicación de norma NTP-ISO 9933 la longitud de estas calaminas puede ser de 1,2 y se define el ancho de estas a 0,5 m para asemejar a una calamina comercial. A partir de estas dimensiones se define la medida de las mesas de compactación.
- b. Tipo de prensa: Se decide diseñar una prensa hidráulica ya que permite regular de manera sencilla la presión, velocidad y al mismo tiempo se puede regular el tiempo de aplicación de la carga. Respecto a su forma esta estará compuesta por 02 pórticos y soportes que conformen una estructura cerrada que permita la distribución equitativa de cargas.
- c. Características dimensionales: Se han definido dimensiones mínimas de altura de la mesa inferior y el espacio libre entre las mesas de trabajo (carrera). La carrera debe ser de 500 mm (0,5 m). La deformación máxima de la mesa en un borde debe ser de 0,6 mm. Estas dimensiones fueron principalmente solicitadas por el proyecto de investigación, con el fin de poder ser usado para otras aplicaciones además del compactado de calaminas.
- d. Características de velocidad: Según lo solicitado por el proyecto, se ha calculado que la velocidad mínima del cilindro hidráulico (vástago) debe ser 8,33 mm/segundo.

Capítulo 2

Diseño de la Prensa

En el capítulo anterior se ha desarrollado el estado del arte prensa y los parámetros de diseño de la prensa. En el presente capítulo se tiene por objetivo desarrollar el diseño completo de este equipo en base a los parámetros mencionados. Es así que se puede dividir el capítulo en tres partes. En la primera parte se desarrolla la lista de exigencias, la cual es la columna vertebral para el diseño ya que en esta se definen todos los parámetros y lineamientos para el diseño según lo visto anteriormente. En la segunda parte se realiza el cálculo y dimensionamiento de la estructura metálica y sus partes, mientras que en la tercera parte se analiza el circuito hidráulico y las especificaciones para la selección de sus componentes. En las siguientes líneas se desarrollarán progresivamente estos puntos.

2.1 Lista de Exigencias

Siguiendo la metodología de diseño se define la lista de exigencias, la cual nos brinda una visión general de las consideraciones que debemos tomar en cuenta durante el diseño. A partir del análisis del estado del arte y de los parámetros de diseño vistos en el capítulo anterior, se define lo mostrado en la tabla N° 2.1.

Tabla N° 2.1. Lista de Exigencias	
Característica	Descripción de la Exigencia
Función Principal	Compactar una mezcla de fibrocemento para el conformado de calaminas corrugadas según la norma NTP-ISO 9933.
Material	El material a compactar es una mezcla denominada fibrocemento, compuesta en un 64,2 % de cemento, 30% de agua y el resto en fibras. Este material es de consistencia pastosa y se comporta como un fluido de alta viscosidad.
Geometría	La calamina debe medir 1.2 m de largo y 0.5 m de ancho. La máxima deflexión en las mesas será de 0,6 mm para mantener la tolerancia del espesor dentro del rango admisible. Respecto a la estructura, esta debe ser de tipo cerrado según lo indicado en el

	capítulo anterior. Asimismo, se deben considerar las características ergonómicas antes mencionadas.
Velocidad	La velocidad de avance de la mesa debe ser como mínimo 8,3 <i>mm / s</i> .
Fuerza	De acuerdo con lo visto en el capítulo anterior, la fuerza de trabajo nominal de la prensa debe ser 100 <i>tonf</i> .
Energía	Una fuente de energía alimenta un motor eléctrico que acciona bombas hidráulicas. Estas generan presión hidráulica para mover un pistón.
Ergonomía	El diseño debe permitir que el trabajo sobre la prensa sea cómodo, para lo cual se deben cumplir las especificaciones geométricas mencionadas en el capítulo anterior.
Fabricación	El diseño debe permitir que la prensa se fabrique e implemente en talleres locales y con materiales de fácil adquisición en el mercado.
Costo	El costo del equipo, incluyendo la estructura y el sistema hidráulico así como el sistema eléctrico y de control no debe superar los 70 mil nuevos soles.
Plazo de Entrega	El tiempo destinado al diseño de la máquina no debe superar las 500 horas hombre. Así mismo, el tiempo de fabricación e implementación de la prensa no será mayor que 1 mes desde la aprobación de la orden de fabricación.
Ensamblaje	La estructura de la prensa debe ser desmontable, de manera que pueda instalarse dentro de edificaciones civiles con acceso restringido.
Mantenimiento	El diseño debe permitir el acceso a todos sus componentes para que el mantenimiento sea sencillo, económico y rápido.

2.2 Diseño estructural de la prensa

La estructura de la prensa debe servir como base para el cilindro hidráulico y al mismo tiempo soportar las altas cargas de prensado. Por este motivo, el cálculo y diseño de esta estructura es muy importante, no solo para cumplir las especificaciones establecidas, sino para brindar la seguridad óptima para quien opere este equipo. A continuación se muestra el procedimiento de diseño de esta estructura.

2.2.1 Diseño preliminar de la estructura

Según lo visto en el capítulo anterior, la estructura de tipo cerrada posee una mejor resistencia y puede brindar una mejor calidad al producto final por lo que se elige que la estructura sea de este tipo. En la figura 2.1 se muestra un esquema, en el cual se observa que la forma básica de la estructura consta de 2 pórticos de forma cerrada unidos con refuerzos que se encuentran tanto en la parte superior como en la parte inferior y que tienen por finalidad evitar la torsión de los pórticos debido a las altas cargas a las que estarán sometidas. Estos refuerzos se agrupan y conforman los elementos soldados denominados soporte superior y mesa inferior. El pistón hidráulico va anclado sobre el soporte superior y el vástago de este pistón va unido a una mesa móvil a la que se denomina mesa superior. Tanto la mesa superior e inferior deben tener una deflexión máxima de 0,3 mm para mantener la calidad del producto.

Muchos modelos de compactadoras y prensas consideran columnas circulares pero debido a que estas son muy costosas debido al mecanizado, se decide utilizar columnas de sección rectangular con alta inercia. Si bien estas tienen la ventaja de ser más económicas, son más susceptibles a deformación en un eje por lo que deben reforzarse para evitar que su deflexión sea muy alta.

La figura 2.2 muestra un esquema básico del pórtico. Se observa en esta que la fuerza de compactado sobre la estructura es la reacción resultante de la fuerza aplicada sobre el material. Se observa además que al ser ambas fuerzas cuantitativamente iguales y vectorialmente opuestas se anulan internamente en el pórtico. Es por esto que estas fuerzas son consideradas para el pórtico como fuerzas internas y de este modo, idealmente no existirían reacciones externas al pórtico (si no consideramos su peso).

Soportes Superiores:
Planchas de refuerzo que unen las vigas superiores y que al mismo tiempo deben servir de soporte para el pistón hidráulico.

Soportes Inferiores:
Planchas de refuerzo que unen las vigas inferiores y sobre las que va una plancha que sirve de mesa.

Porticos:
Compuestos por vigas y columnas que forman una estructura cerrada.

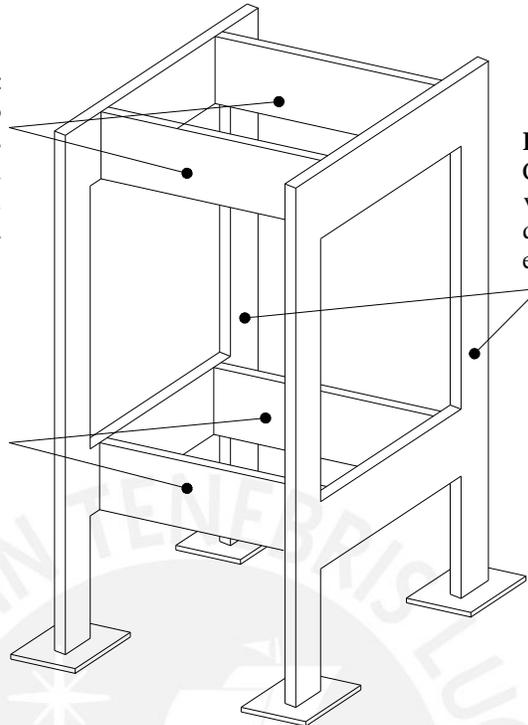


Fig. 2.1 Esquema básico de estructura de la prensa.

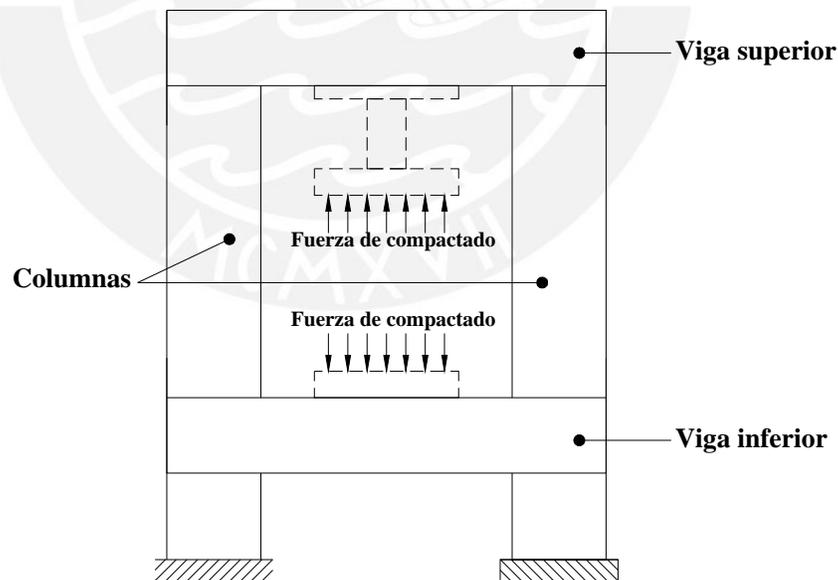
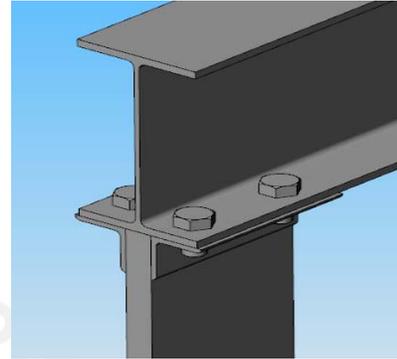


Fig. 2.2 Esquema básico de pórtico

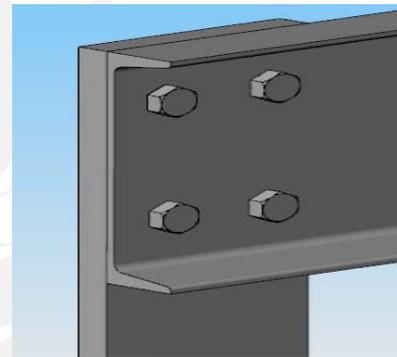
Según lo solicitado en la lista de exigencias la estructura debe ser desmontable. Por este motivo, los pórticos no pueden ser elementos soldados. La única opción posible entonces es que estén divididos en columnas y vigas, por lo que la unión de estos

elementos debe ser lo más rígida posible, y ya que en estos puntos se van a concentrar las cargas y momentos, el diseño de este tipo de unión debe ser seleccionado cuidadosamente. A continuación se muestran formas constructivas de uniones de vigas y columnas, que podrían usarse en el diseño de la prensa.

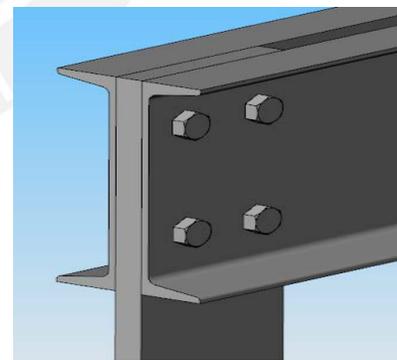
Configuración N° 1: A la columna de sección rectangular se le sueldan 02 ángulos, sobre los cuales se atornilla una viga I. Ya que la viga estará sometida a momentos flectores, los esfuerzos se concentran solo en 02 de estos 04 tornillos (sometidos a tracción).



Configuración N° 2: En esta configuración la viga es un canal C atornillado a la columna de sección rectangular. En esta configuración los pernos trabajan a corte como si fueran pines. La desventaja de esta configuración radica en que el canal C al ser un elemento abierto tiene una deflexión torsional elevada (Mott, 2006, p.100).



Configuración N° 3: Esta configuración es similar a la anterior, solo que la viga del pórtico está compuesta por 02 canales C dispuestos en tándem. Al trabajar estos dos canales en conjunto su eje de inercia coincide con su centro geométrico lo cual implica que las deflexiones angulares serán mejor distribuidas y generaran menores deflexiones torsionales. Al mismo tiempo, los esfuerzos de corte sobre las uniones atornilladas se distribuyen proporcionalmente según la geometría, por lo que la probabilidad de falla se reduce sustancialmente. Por estos motivos, se decide seleccionar esta configuración para el diseño del pórtico.



Habiéndose analizado las funciones de los elementos principales de la estructura, se puede realizar un bosquejo del diseño preliminar de la prensa como se muestra a continuación.

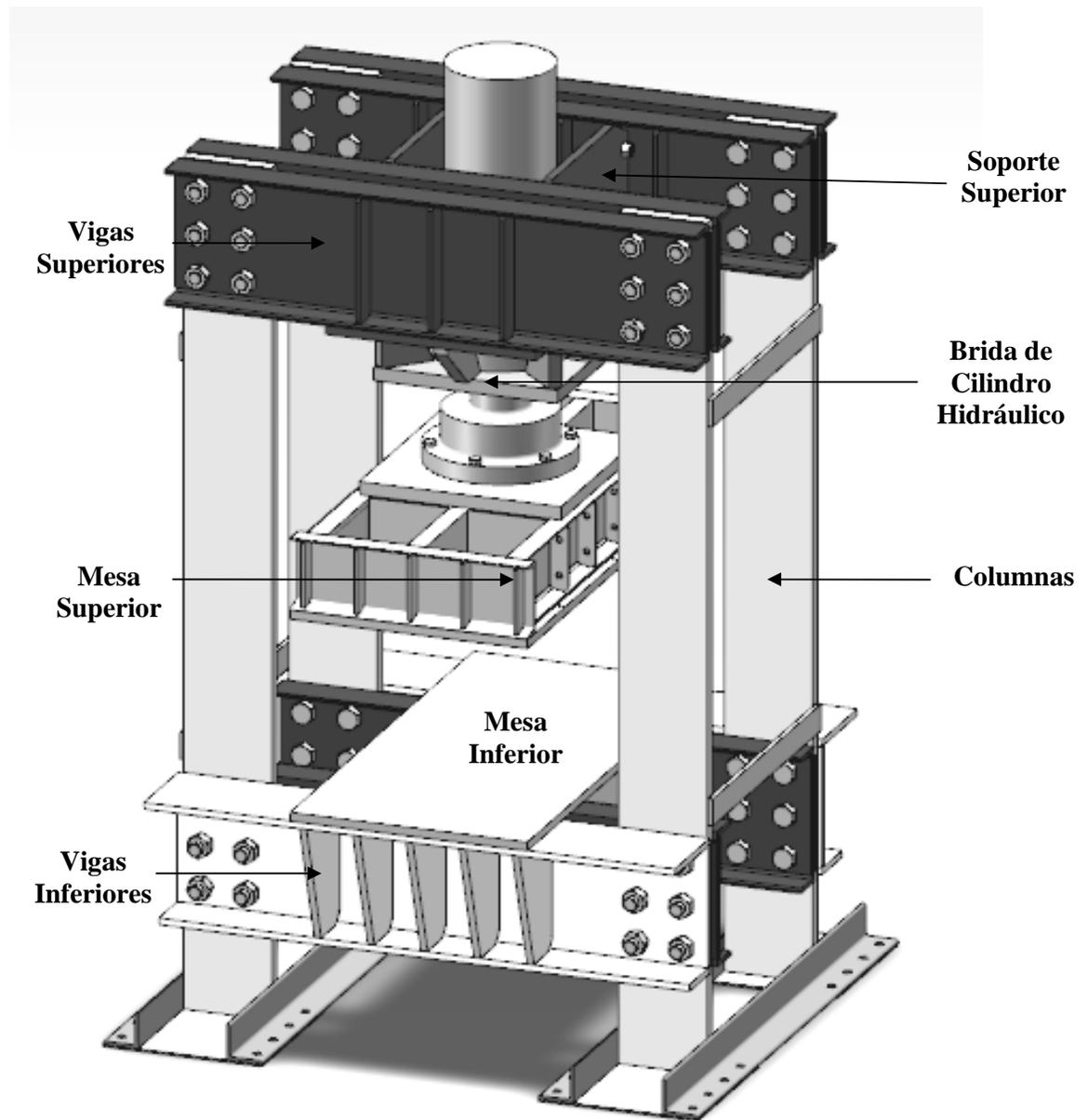


Fig. 2.3 Dibujo del diseño preliminar de la estructura

2.2.2 Procedimiento de cálculo y aproximaciones iniciales

El procedimiento que seguiremos a continuación para el cálculo de la estructura será el siguiente:

1. Establecer dimensiones generales para los pórticos. Asimismo, ya que la estructura es hiperestática, se deben realizar cálculos para dimensionar las vigas y columnas de manera aproximada.
2. Realizar el cálculo hiperestático por el método de Cross con base en las dimensiones aproximadas ya calculadas. Determinar las fuerzas actuantes en cada elemento.
3. Verificar la resistencia y rigidez de los elementos considerando las dimensiones y fuerzas actuantes. Además, se deben dimensionar las uniones atornilladas entre vigas y columnas.
4. Los demás elementos serán dimensionados en función a la resistencia y rigidez requerida.

A. Dimensiones generales de los pórticos

De acuerdo a lo planteado en el capítulo “Parámetros de Diseño” se establecen dimensiones preliminares del pórtico en función a la geometría del producto y ergonomía como se muestra a continuación.

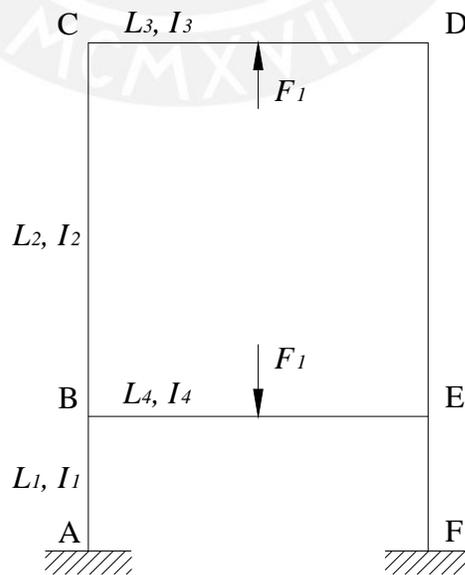


Fig. 2.4 Dimensiones del pórtico de la estructura.

Por lo tanto se definen las siguientes dimensiones preliminares.

$$L_1 = 500mm$$

$$L_2 = 1800mm$$

$$L_3 = 1250mm$$

$$L_4 = 1250mm$$

A partir de los cálculos a desarrollarse se deben obtener las dimensiones de las columnas y vigas como se muestra en la figura 2.5.

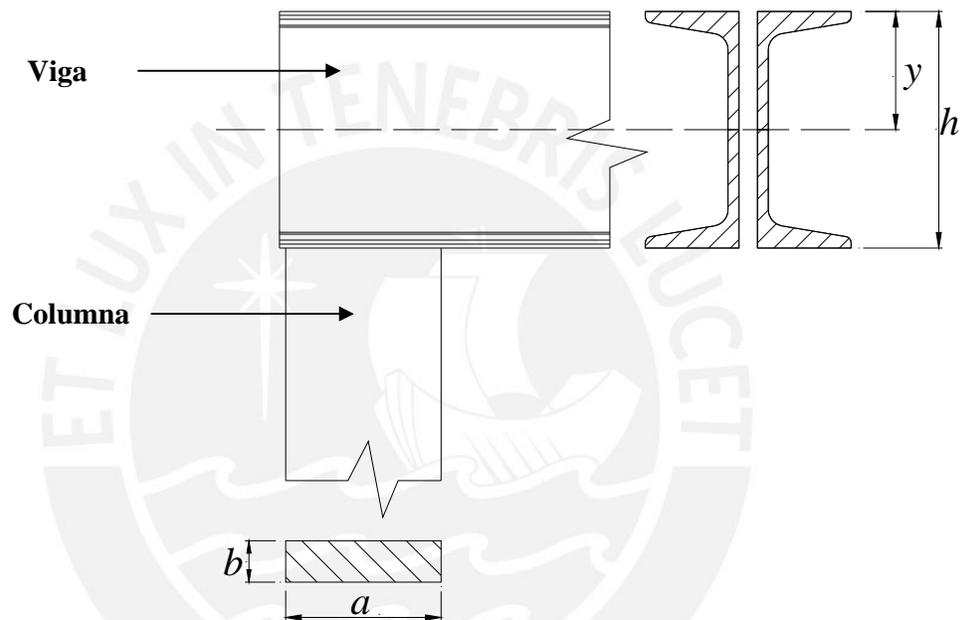


Fig. 2.5 Dimensiones de la sección de las columnas y vigas (canales)

B. Cálculo de aproximación para el dimensionamiento de las vigas

Para realizar este cálculo tomaremos en cuenta las siguientes consideraciones:

- Idealizaremos las vigas como si estuvieran simplemente apoyadas.
- El material a utilizar para las vigas es acero estructuras ASTM A36 ($\sigma_F = 240N/mm^2$).

Entonces, de la figura 2.4, se tiene que:

$$F_1 = 50tonf \text{ (Ya que son 2 pórticos, y cada uno soporta la mitad de la carga).}$$

Considerando la viga simplemente apoyada en ambos extremos, el momento flector máximo se da en el centro de la viga. En este punto, el valor del momento flector se calcula de la siguiente manera:

$$M_f = \frac{F_1 * L_3}{4} = \frac{(50 * 1000 * 9.8) * (1250)}{4} = 1.53 \cdot 10^8 \text{ N.mm}$$

Y el esfuerzo flector máximo debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{f \max} = \frac{M_f * y}{I} < \sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{F.S}$$

Para dar solución a la ecuación se deben definir algunos parámetros. Por este motivo se define que la altura de los canales que servirán de viga son de 15 pulgadas de alto. A partir de estas dimensiones se puede calcular la inercia del canal necesario.

Entonces, de la figura 2.5 se tiene que:

$$y = h / 2 = 7,5in = 190.5mm$$

Asimismo, ya que este es un cálculo de aproximación, se debe definir un factor de seguridad conservador. Según Mott (2006, p.185) para estructuras estáticas con incertidumbre sobre las cargas, el factor de seguridad recomendado está entre 2.5 y 4. Para este caso se considera un factor de seguridad intermedio.

$$F.S = 3$$

Luego, resolviéndose la ecuación, se tiene que la inercia de la viga debe ser:

$$I \geq 3,65 \cdot 10^8 \text{ mm}^4 = 876in^4$$

Debido a que la viga está compuesta por dos canales C dispuestos en tándem, entonces la inercia de cada una debe ser la mitad.

$$I_C \geq 438in^4$$

Al revisar la tabla de canales estándares se observa que ninguna logra alcanzar la inercia requerida (el canal C15"x50 lb/pie solo tiene $404in^4$ de inercia).

Asimismo se puede visualizar que el alma de estos canales son demasiados delgados para soportar las cargas de corte en las uniones atornilladas con las columnas.

Por estos motivos se debe descartar el uso de canales estándares. Por lo tanto, los canales deben ser fabricados a partir de planchas y otras formas de acero disponibles en el mercado.

Para continuar con el cálculo de los pórticos se ha de considerar el siguiente valor de inercia para cada canal C:

$$I_C = 450in^4$$

Por lo tanto, se define que la inercia de la viga compuesta por dos canales:

$$I_{viga} = 900in^4 = 3.75 \cdot 10^8 mm^4$$

C. Cálculo de aproximación para el dimensionamiento de columnas

Las columnas de la estructura están sometidas principalmente a dos cargas, tracción debido a las fuerzas de compactación opuestas y flexión debido a la excentricidad de la carga respecto a la columna. Los momentos calculados anteriormente para las vigas consideran que tiene un apoyo simple (caso idealizado), pero en la realidad las columnas deben soportar un porcentaje menor de estos momentos. Ya que todavía no se tiene ningún dato sobre esta relación, se considera que la columna soporta solo el 10% del momento de flexión utilizado en la viga. Por lo tanto se calcula el esfuerzo de flexión que soporta la columna con lo siguiente expresión:

$$\sigma_{\max} = \frac{(F_1 / 2)}{A} + \frac{M_f \cdot y}{I} < \sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{F.S}$$

Según Mott (2006, p.185) para estructuras estáticas con incertidumbre sobre las cargas, el factor de seguridad recomendado esta entre 2.5 y 4. Para este caso se considerara 3,5. Además, ya que la sección de la columna es rectangular (Fig. 2.4), la ecuación queda como sigue:

$$\sigma_{\max} = \frac{(F_1 / 2)}{(b \cdot a)} + \frac{10\% \cdot M_f \cdot (a/2)}{(b \cdot a^3)/12} < \frac{240}{3,5} = 68,6 N/mm^2$$

Para resolver la ecuación se define el espesor de la columna.

$$b = 1.5in = 38.1mm$$

Solucionando la ecuación tenemos que:

$$a > 240,1mm$$

Por lo tanto, definimos el ancho de la columna como:

$$a = 250mm$$

Finalmente se concluye que la columna tendrá las siguientes características.

$$I = 4.96 \cdot 10^7 mm^4$$

$$A = 9525mm^2$$

2.2.3 Calculo del pórtico por el método de Cross

El método de redistribución de momentos o también conocido como método de Cross fue publicado en 1930 por el ingeniero de estructuras de origen norteamericano Hardy Cross. El método que desarrolló aplica para el análisis estructural de vigas y pórticos planos estáticamente indeterminados, y se basa en el cálculo del efecto de los momentos flectores sin considerar las cargas de corte y axiales. Para esto, el método considera en su primera etapa a todos los elementos del pórtico o viga como si tuvieran extremos fijos y se calcula el momento de empotramiento en cada nodo (como si cada segmento estuviera empotrado). Posteriormente, cada uno de estos nodos ‘libera’ estos momentos de manera secuencial y proporcional a un factor que depende de la rigidez flexional de cada elemento. A medida que se realizan más iteraciones, el resultado se vuelve más exacto y finalmente se obtiene el momento flector que soporta cada elemento, el cual es un dato indispensable para la elaboración de los DCL’s.

Desde su publicación este método fue muy usado por décadas para el cálculo de estructuras debido a la simplicidad de los cálculos y a la precisión de los resultados. Ya que la estructura que se analiza en el presente capítulo es un pórtico plano con cargas internas y estáticamente indeterminado se cumplen con las condiciones para utilizar este método. La ventaja de este método en este caso es la capacidad de usar una plantilla de cálculo (como MS Excel) con el fin de probar varias configuraciones (según inercia, área sección de cada elemento). Luego de haberse calculado numerosas configuraciones de vigas - columnas de distintas dimensiones, en las

siguientes líneas se presenta el cálculo de la configuración más apropiada encontrada.

Para la estructura mostrada en la figura 2.4 se tienen los siguientes datos:

$$L_1 = 500mm \quad I_1 = 4,96 \cdot 10^7 mm^4$$

$$L_2 = 1800mm \quad I_2 = 4,96 \cdot 10^7 mm^4$$

$$L_3 = 1250mm \quad I_3 = 3,75 \cdot 10^8 mm^4$$

$$L_4 = 1250mm \quad I_4 = 3,75 \cdot 10^8 mm^4$$

Además, se conoce la carga:

$$F_1 = 50tonf$$

De acuerdo con el método Cross se debe determinar la rigidez flexional “ K ” de cada una de las partes del pórtico y se calcula con la siguiente ecuación:

$$K = \frac{I}{L}$$

Entonces, se tiene los siguientes resultados:

$$K_{AB} = \frac{I_1}{L_1} = 9,92 \times 10^4 mm^3$$

$$K_{BC} = \frac{I_2}{L_2} = 2,756 \times 10^4 mm^3$$

$$K_{CD} = \frac{I_3}{L_3} = 3,0 \times 10^5 mm^3$$

$$K_{BE} = \frac{I_4}{L_4} = 3,0 \times 10^5 mm^3$$

Posteriormente se debe determinar el valor de K' para cada elemento. Este valor representa la rigidez relativa, respecto al elemento de mayor rigidez en la estructura y se calcula con la siguiente ecuación:

$$K' = \frac{K}{K_{mayor}}$$

En este caso, K_{mayor} es del elemento CD (igual al del elemento BE). Por lo tanto:

$$K'_{AB} = \frac{K_{AB}}{K_{mayor}} = 0,33$$

$$K'_{BC} = \frac{K_{BC}}{K_{mayor}} = 0,092$$

$$K'_{CD} = \frac{K_{CD}}{K_{mayor}} = 1$$

$$K'_{BE} = \frac{K_{BE}}{K_{mayor}} = 1$$

Y además, por la simetría:

$$K'_{EF} = K'_{AB} = 0,33$$

$$K'_{DE} = K'_{BC} = 0,092$$

Es preferible utilizar el valor de K' , debido a que estos valores serán menores a 1 por lo que al calcular los coeficientes de distribución (V) será más sencillo. Los coeficientes de distribución, son valores que indican el porcentaje de carga (momento) que absorbe cada viga, y el cual utilizaremos para el calculo de las cargas. El calculo de estos coeficientes de distribución, se realiza en cada nodo, y para cada elemento. Para esto, utilizaremos la siguiente ecuación:

$$V = \frac{K'}{\sum K'_{Nodo}}$$

Por lo tanto, estudiaremos los nodos B y C, ya que D y E, son similares debido a la simetría.

En el nodo B:

$$\sum K'_B = K'_{AB} + K'_{BC} + K'_{BE} = 1,422$$

$$V_{ba} = \frac{K'_{AB}}{\sum K'_B} = 0,232$$

$$V_{bc} = \frac{K'_{BC}}{\sum K'_B} = 0,065$$

$$V_{be} = \frac{K'_{BE}}{\sum K'_B} = 0,703$$

En el nodo C:

$$\sum K'_c = K'_{BC} + K'_{CD} = 1,092$$

$$V_{cd} = \frac{K'_{CD}}{\sum K'_c} = 0,916$$

$$V_{cb} = \frac{K'_{CB}}{\sum K'_c} = 0,084$$

Una vez determinados los valores de los coeficientes de distribución, determinamos los momentos de empotramiento. Estos momentos se calculan, considerando que las vigas que soportan carga, se encuentran empotradas. Posteriormente, utilizando los coeficientes de distribución antes calculados (V), se dividirán los momentos a cada viga. En la viga CD existe una carga vertical que genera un momento flector. Este momento flector de empotramiento se calcula a partir del siguiente DCL:

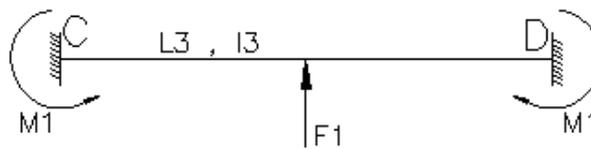


Fig. 2.6 DCL de viga CD empotrada

Por lo tanto:

$$M_1 = \frac{F_1 \times L_3}{8} = 7.813 \text{tonf} \cdot \text{m}$$

De manera similar en la viga BE se determina el momento de empotramiento a partir del siguiente DCL:

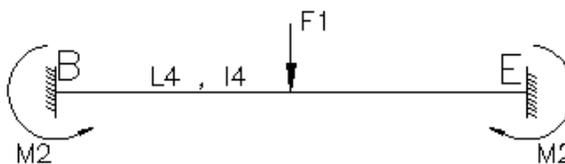


Fig. 2.7 DCL de viga BE empotrada

Por lo tanto:

$$M_2 = \frac{F_1 \times L_4}{8} = 7.813 \text{tonf} \cdot \text{m}$$

A partir de todos estos valores calculados se arma el diagrama de Cross mostrado en la figura 2.8. A continuación se explica cómo se arma este diagrama. En primer lugar, se hace un dibujo del esquema de la estructura, y se colocan espacios en cada nodo, sobre la viga a la cual representa. En la parte superior de cada uno de estos espacios colocaremos los momentos de empotramiento calculados anteriormente, y en un espacio al costado, los valores de los coeficientes de distribución calculados para las vigas en cada nodo. Como podemos observar en la viga BE, en el nodo B el momento es positivo y en el nodo E, negativo. Esto es debido a que el sentido de los momentos de empotramiento sobre ambas son contrarias. Esto también se repite en la viga CD que tiene una carga similar.

Luego, como parte del método de cálculo, sumamos todos los momentos libres en un nodo para luego distribuirlos a cada elemento que este unido a ese nodo. Para esto se debe definir un orden de análisis. En este caso se elige el siguiente orden:

B-E-D-C- B-E-D-C- B-E-D-C- B-E-D-C

Se decide comenzar el cálculo por el nodo B. En este nodo los momentos de empotramiento sobre las vigas BE, BA y BC son 7.813, 0 y 0 respectivamente. Por lo tanto la suma de momentos libres en este punto es:

$$m = \sum M_{libresB} = 7.813 + 0 + 0 = 7.813$$

Para distribuir la carga, multiplicamos el valor de esta suma por cada uno de los coeficientes de distribución de cada elemento, y colocamos este valor con signo diferente al de la suma.

$$Mc_{BE} = -(m \times V_{be}) = -(7,813 \cdot 0,703) = -5,49$$

$$Mc_{BA} = -(m \times V_{ba}) = -(7,813 \cdot 0,232) = -1,813$$

$$Mc_{BC} = -(m \times V_{bc}) = -(7,813 \cdot 0,065) = -0,51$$

Entonces, tenemos que sobre las vigas BE, BA y BC se colocan los momentos de compensación de -5.49, -1.813, - 0.51 respectivamente.

Debido a que estos momentos de compensación afectan los elementos unidos a este nodo, el método de Cross indica que se debe trasladar el 50% del valor de los momentos hacia los otros nodos que pertenecen a dichos elementos. En la figura 2.8 a cada uno de los momentos de compensación calculados se le ha colocado a un costado una flecha indicando la dirección hacia la cual se dirigió esa mitad de la carga. Del ejemplo se tiene que:

- En el nodo E, sobre el elemento BE se carga un momento de -2,746
- En el nodo A, sobre el elemento AB se carga un momento de -0,906
- En el nodo C, sobre el elemento BC se carga un momento de -0,254

Luego, continuamos el proceso en el nodo E. De esta manera, primero determinamos la suma de momentos libres en este nodo. Al hacer esto, consideramos los momentos que se trasladaron en el paso anterior.

$$m = \sum M_{libresE} = -7,813 - 2,746 + 0 + 0 = -10,559$$

Luego los momentos de compensación en el nodo E para los elementos EB, EF y ED son 7.423, 2.450, 0.686 respectivamente. La mitad de estos momentos también se trasladan al otro nodo de cada elemento.

Este proceso se repite varias veces, siguiendo el orden de análisis mencionado anteriormente. Finalmente, se suman todos los momentos calculados en cada nodo, considerando los momentos iniciales, los de compensación y los trasladados. Por ejemplo, en el nodo B, sobre la viga BE, la suma de momentos sería:

$$\sum M = 7,813 - 5,493 + 3,712 - 2,958 + 0,640 - 0,528 + 0,173 - 0,139 + 0,043 = 3,263$$

Este valor indica el momento en ese nodo para el elemento correspondiente. Debido a la simetría de la estructura, los valores finales de los momentos deberían ser cuantitativamente iguales en nodos opuestos, y además, la suma de momentos en un nodo debería ser igual a cero por el equilibrio de momentos.

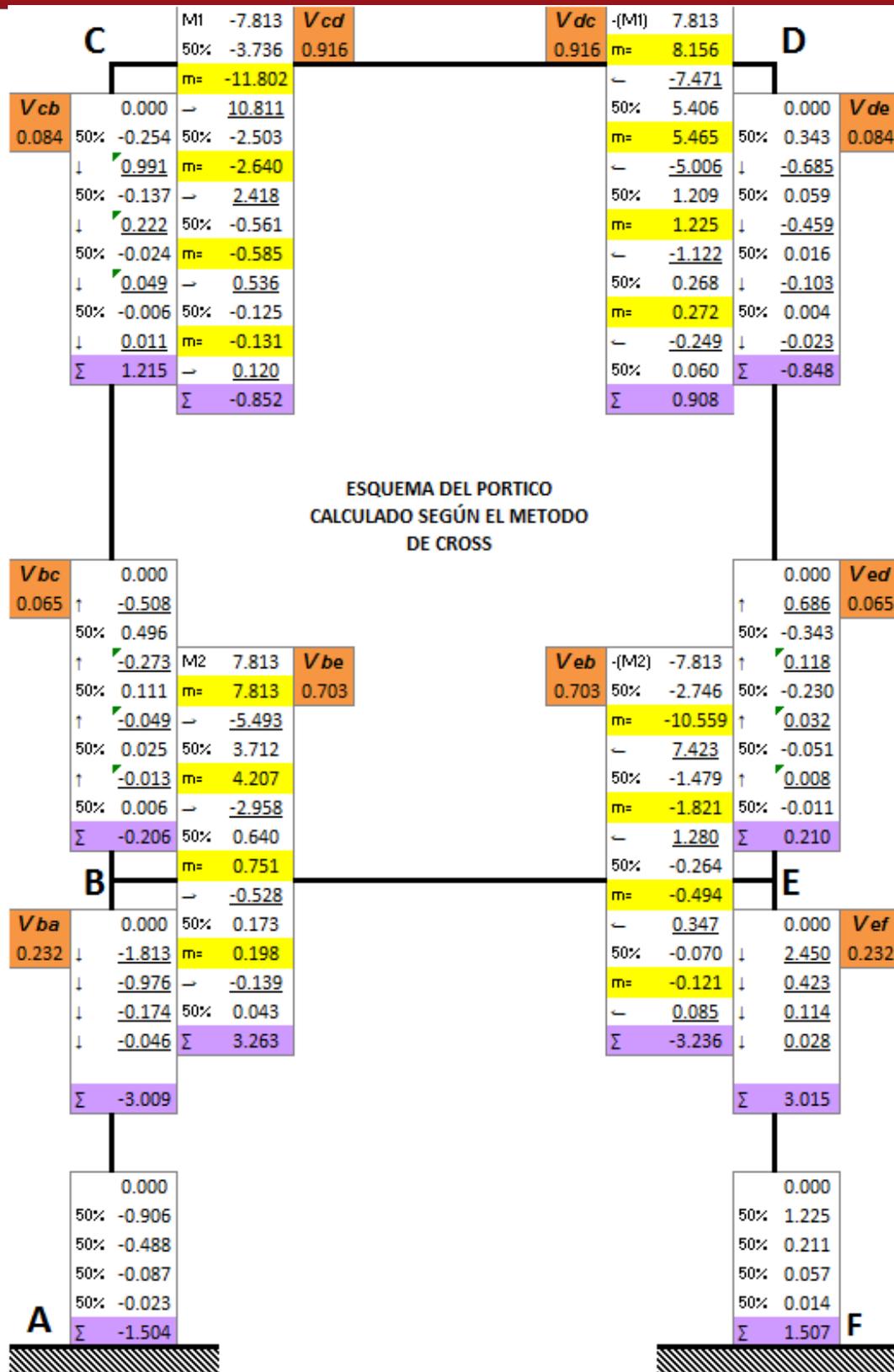


Fig. 2.8 Hoja de cálculo del pórtico por el método de Cross.

Aplicando las consideraciones mencionadas promediamos los valores obtenidos de los momentos finales y realizamos el esquema mostrado en la figura 2.9 con los resultados finales.

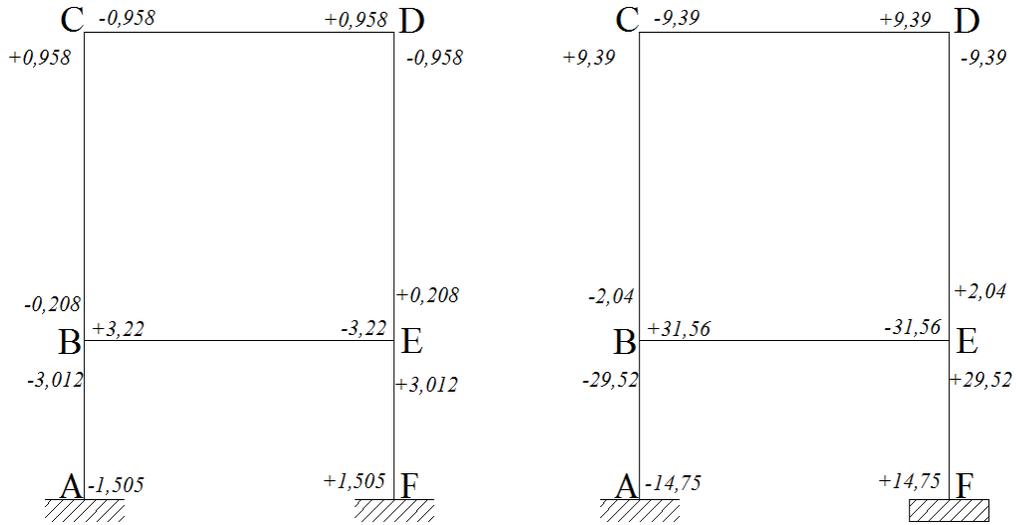


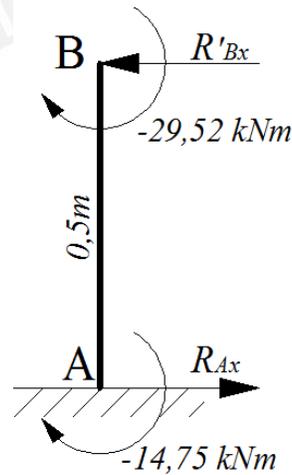
Fig. 2.9. Esquema de resultados en el pórtico de la estructura. Izquierda: Valores en tonf.m
Derecha: Valores en kN.m

2.2.4 Cálculo de reacciones en el pórtico

Conociéndose los valores de los momentos para cada elemento se procede a calcular las reacciones.

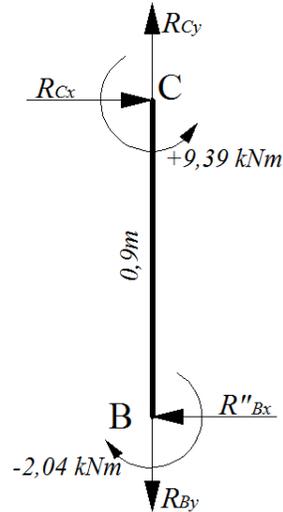
En AB:

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{29,52 + 14,75}{0,5} = 88,54 \text{ kN}$$

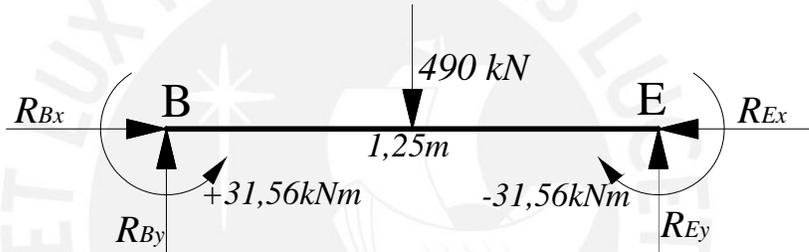


En el elemento BC:

$$R_{Cx} = R''_{Bx} = \frac{9,39 - 2,02}{0,9} = 8,19 \text{ kN}$$



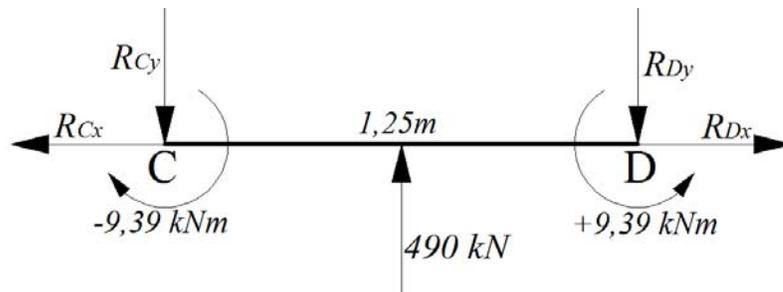
En el elemento BE:



$$R_{By} = R_{Ey} = \frac{490}{2} = 245 \text{ kN}$$

$$R_{Bx} = R_{Ex} = R'_{Bx} + R''_{Bx} = 88,54 + 8,19 = 96,73 \text{ kN}$$

En el elemento CD:



$$R_{Cy} = R_{Dy} = \frac{490}{2} = 245 \text{ kN}$$

$$R_{Dx} = R_{Cx} = 8,19 \text{ kN}$$

Ahora que se han determinado las reacciones en todos los puntos, se debe desarrollar el DCL, el diagrama de fuerza normal (DFN) y cortante (DFC) y el diagrama de momento flector (DMF) para las columnas y vigas del pórtico.

Para las columnas tenemos lo siguiente:

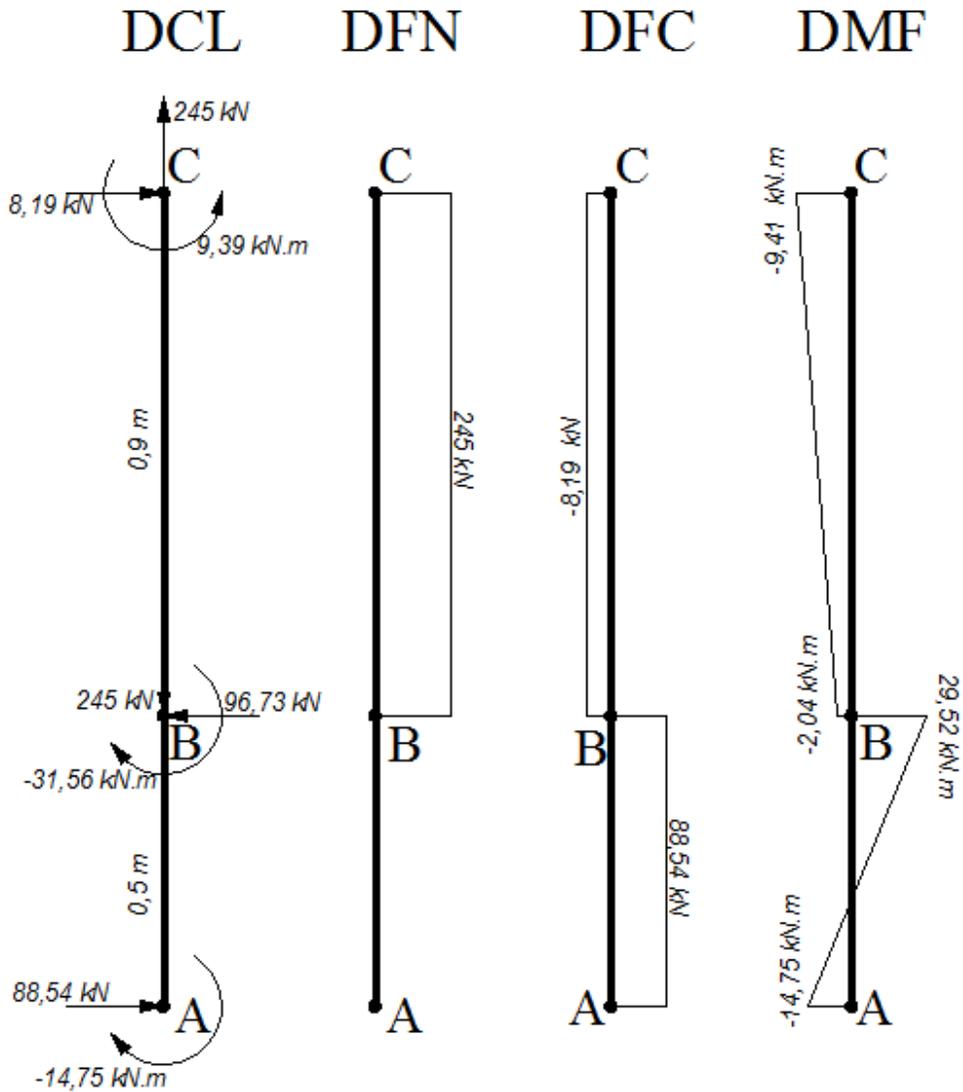


Fig. 2.10. DCL, DFN, DFC y DMF de la columna ABC

Y para las vigas tenemos:

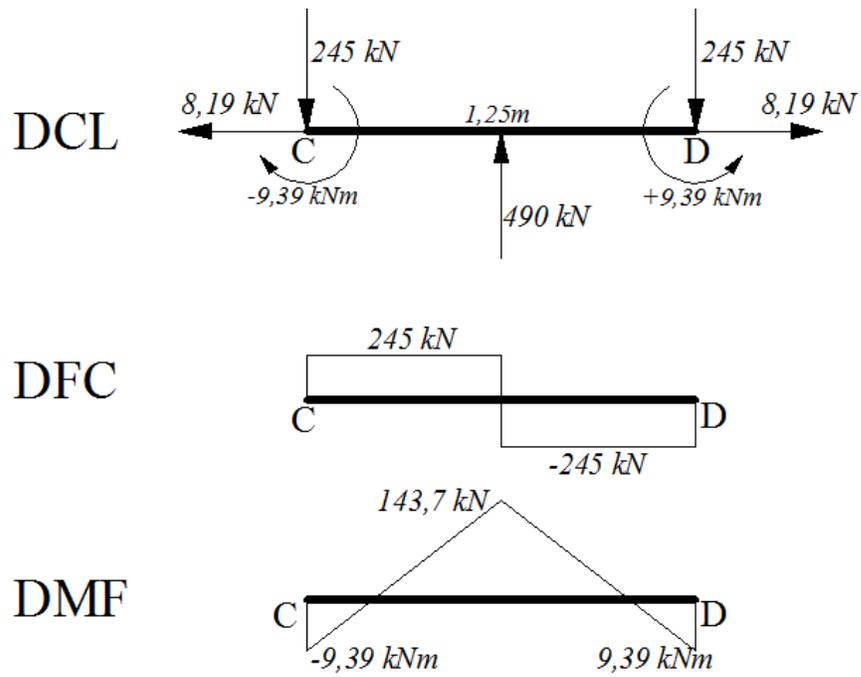


Fig. 2.11. DCL, DFC, DMF de viga superior CD

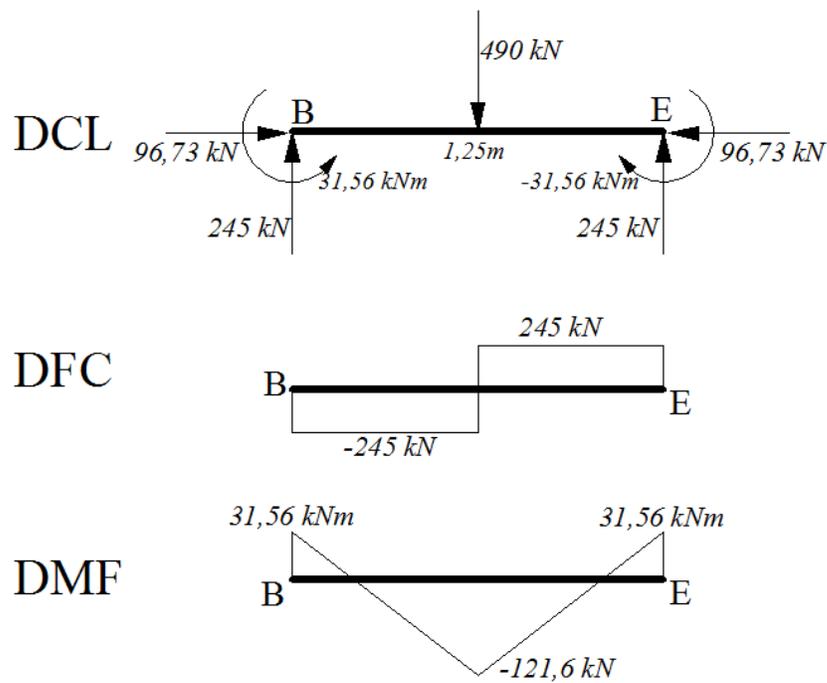


Fig. 2.12. DCL, DFC y DMF de viga inferior BE

2.2.5 Columnas, vigas y sus uniones atornilladas

En la parte anterior se han determinado todas las reacciones sobre los elementos de los pórticos. A continuación se procede con el cálculo de las columnas y vigas que la componen, así como las uniones atornilladas.

Calculo de la columna

De acuerdo con los diagramas antes mostrados, se puede deducir que este elemento está sometido a cargas de tracción y corte, pero principalmente de flexión. Asimismo, de las gráficas se observa que el punto más cargado en la columna es el punto B, por lo cual se debe realizar el cálculo por resistencia en este punto. Las cargas en este punto son:

$$F_c = 88,54kN$$

$$F_N = 245kN$$

$$M_f = 29,52kN.m$$

Siendo las dimensiones de la sección de la columna:

$$h = 250mm$$

$$b = 38.1mm$$

Por lo tanto la distribución de esfuerzos en este punto es como sigue:

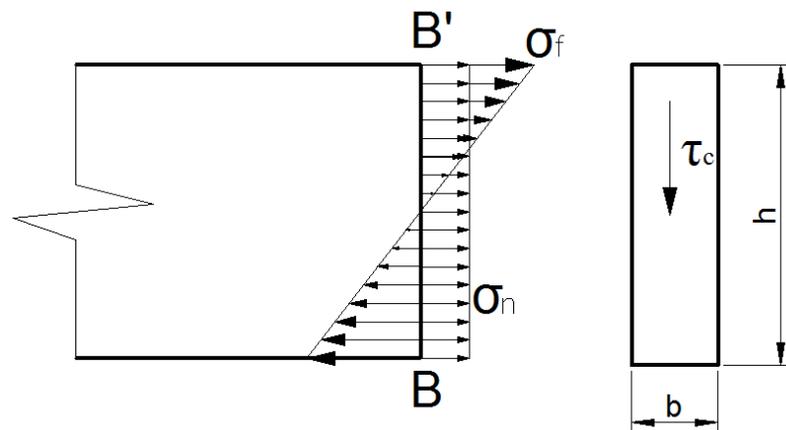


Fig. 2.13. Distribución de esfuerzos en la sección de corte de la columna (nodo B)

De la figura 2.13 se concluye que en la sección de la columna en el nodo B el punto más cargado se presenta en B'. En este punto se obtienen los siguientes esfuerzos.

Esfuerzo normal: Se calcula como la división de la fuerza normal entre el área.

$$\sigma_N = \frac{Fn}{A} = \frac{245 \cdot 10^3}{250 \cdot 38,1} = 25,7MPa$$

Esfuerzo de corte (promedio): Se calcula como la división de la fuerza de corte entre el área.

$$\tau_c = \frac{Fc}{A} = \frac{88,54 \cdot 10^3}{250 \cdot 38,1} = 9,30MPa$$

Esfuerzo flector: Se calcula en función del momento flector, la distancia del eje de flexión al punto y la inercia del elemento.

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot y}{I} = \frac{6 \cdot 29,52 \cdot 10^6}{38,1 \cdot 250^2} = 74,38MPa$$

Siguiendo la teoría de Von Misses, se puede determinar el esfuerzo equivalente para un elemento de material dúctil (acero) de la siguiente manera.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_f)^2 + 3 \cdot \tau_c^2} = 101,37MPa$$

Debido a que la aplicación de la carga será cuasiestática y el material de la columna será acero estructural ASTM A36, se puede determinar el factor de seguridad como:

$$F.S_{Columnas} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{240}{101,37} = 2,37$$

Cálculo de la viga

Por otra parte, en el caso de las vigas, tenemos de los diagramas desarrollados en la parte anterior que la viga mas cargada es CD, y el punto en el que soporta el máximo esfuerzo se da en la mitad de este elemento. En este punto las cargas son:

$$M_f = 143,7kN.m$$

$$F_C = 245kN$$

$$F_N = 8,19kN$$

Como se ha mencionado líneas arriba, la viga en los pórticos está compuesta por dos canales C dispuestos en tándem. Además, como se indica en el capítulo de aproximaciones iniciales, los canales estándares tienen una inercia baja para poder soportar la carga de flexión y el espesor del alma de estos canales es demasiado delgada para soportar los esfuerzo de corte.

Es por este motivo que se decide fabricar los canales a partir de planchas y ángulos unidos mediante soldadura. En la siguiente figura se muestra la configuración planteada para la cual se realizara la verificación por resistencia a la flexión de la viga y resistencia al corte en los cordones de soldadura.

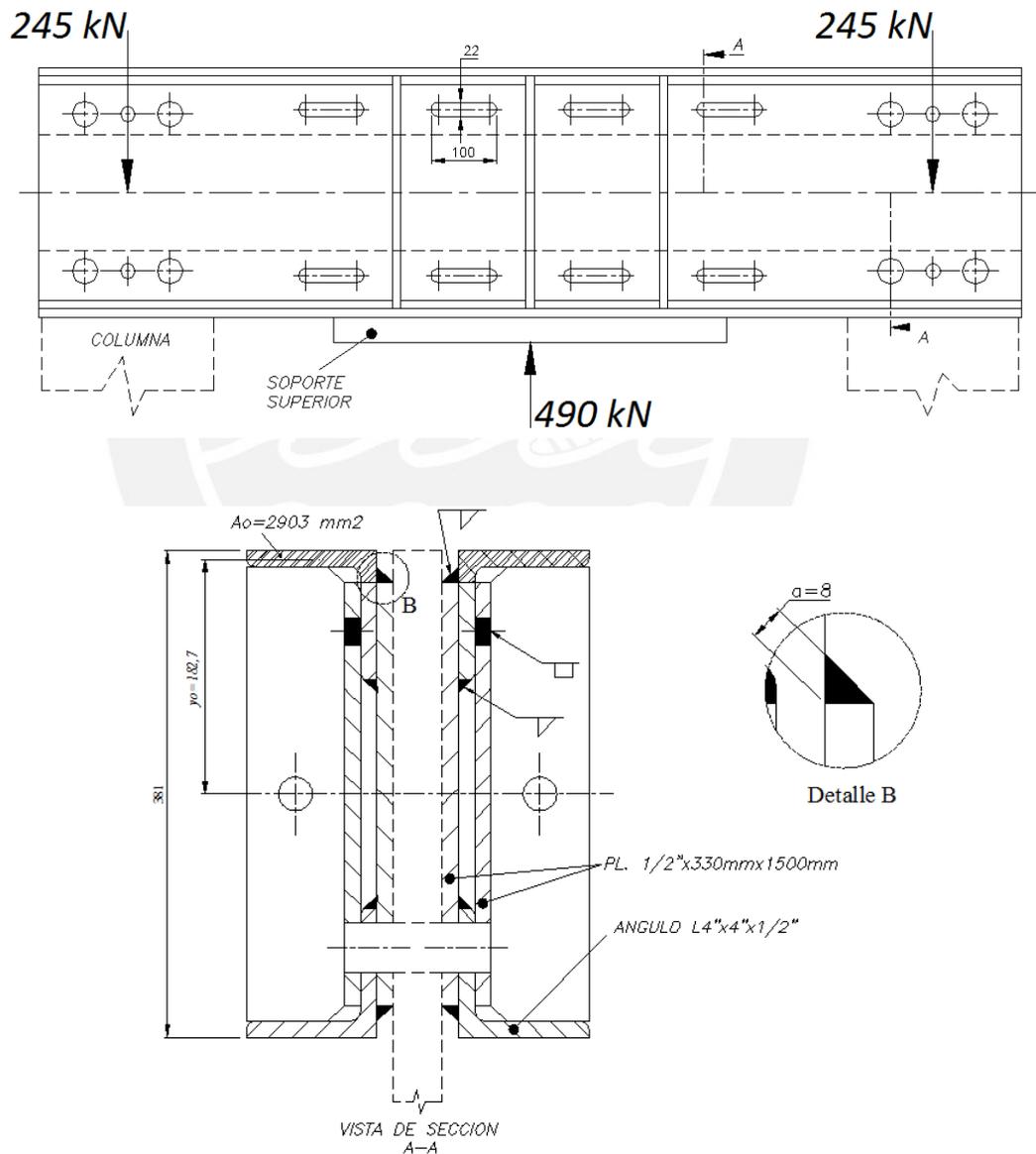


Fig. 2.14. Vista frontal y en sección de la viga compuesta por 02 canales fabricados y dispuestos en tándem.

Como se observa, en las figuras anteriores, los canales serán fabricados utilizando 02 planchas de $\frac{1}{2}$ "x330x1500 mm alma y ángulos de 4"x4"x1/2" como ala. La plancha externa debe ser soldada a los ángulos con un filete doble, mientras que la plancha interna debe soldarse con soldadura tipo ranura de 22 mm de ancho. Según la norma DIN 4100, que aplica para construcciones soldadas con cargas estáticas (Decker, 1980), para el caso de costuras en ángulo (filete a 45°) el espesor analítico "a" del cordón de soldadura se mide como la distancia de la raíz a la cara del cordón, como se observa en el detalle A de la figura 2.14.

Por lo tanto, habiéndose definido la forma constructiva de la viga procedemos a realizar el cálculo de verificación. A partir de la información geométrica conocida sobre los ángulos estándares L4"x4"x1/2" de área ($A_L = 3,75in^2$), inercia ($I_L = 5,56in^4$) y distancia del centro de gravedad al eje vertical u horizontal del ángulo ($c = 1,18in$), se puede calcular la inercia de cada canal soldado.

$$I_C = 2 \cdot [I_L + A_L \cdot (7,5in - c)^2] + \frac{2 \cdot (b \cdot h^3)}{12} = 493,77in^4 = 2,055 \times 10^8 mm^4$$

Y ya que la viga está compuesta por dos canales, la inercia del conjunto se calcula como:

$$I = 2 \cdot I_C = 4,11 \times 10^8 mm^4$$

A continuación verificamos si la viga resiste el esfuerzo de flexión de la siguiente manera. Primero se determina el esfuerzo de flexión de la siguiente manera.

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot y}{I} = \frac{143,7 \cdot 10^6 \cdot (381/2)}{4,11 \cdot 10^8} = 66,6 MPa$$

El valor del factor de seguridad se obtiene a partir de la siguiente expresión.

$$F.S = \frac{\sigma_F}{\sigma_f} = \frac{240}{66,6} = 3,6$$

Según Mott (2006, p.185), ya que el factor de seguridad es mayor de 2 se considera que la viga es confiable.

Por teoría, el cordón que soporta más carga es el que está más alejado del centro de gravedad, en este caso es el que une la plancha externa con los ángulos. A continuación se realiza el cálculo de verificación de estos cordones de soldadura.

Primero se calcula los esfuerzos a los que está sometido el cordón de soldadura.

Esfuerzo normal debido a la flexión: se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$\sigma_{lb} = \frac{M \cdot y}{I}$$

Dónde $y = 165\text{mm}$, es la distancia de la raíz de la soldadura al eje de gravedad de la viga. A partir de esto se determinan el esfuerzo normal sobre los cordones.

$$\sigma_{lb} = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{143,7 \times 10^6 \cdot 165}{4,11 \times 10^8} = 57,7 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo cortante debido a la flexión de la viga se calcula de la siguiente manera.

$$\tau_1 = \frac{F_c \cdot S}{I \cdot \sum a}$$

Dónde:

$\sum a = 2 \cdot a = 16\text{mm}$, es la suma de espesores de las costuras (“a” por cada canal)

$S = A_0 \cdot y_0 = 530,4 \cdot 10^3 \text{mm}^3$, es el momento estático de la superficie de corte sobre los cordones de soldadura, zona que se encuentra achurada en la figura 2.14 y cuyos valores de área A_0 y distancia de su centro de gravedad al centro de toda la viga y_0 se determinaron geoméricamente.

A partir de estos valores se determina el esfuerzo de corte sobre el cordón de soldadura.

$$\tau_1 = \frac{F_q \cdot S}{I \cdot \sum a} = \frac{245 \cdot 10^3 \cdot 530,4 \cdot 10^3}{4,11 \times 10^8 \cdot 16} = 19,76 \text{ N/mm}^2$$

Para el caso de esfuerzos combinados como este, se debe determinar el esfuerzo comparativo de la siguiente manera:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{lb}^2 + \tau_1^2} = 61 \text{ N/mm}^2$$

Según la norma DIN 4100 este esfuerzo debe ser menor que el esfuerzo admisible, el cual, para este caso es de $\sigma_{admisible} = 90 N/mm^2$, considerando que el material base es acero estructural A-36 de características similares al acero St37. Por lo tanto, se concluye que el cordón de soldadura de la configuración mostrada es seguro.

Calculo de la unión atornillada

La unión atornillada entre vigas y columnas es una parte crítica del diseño ya que debe soportar los altos momentos generados durante el prensado así como los altos esfuerzos de corte. Asimismo, se debe considerar que el espacio físico para la disposición de las tornillos esta limitado por las vigas y columnas. Por estos motivos, el cálculo de esta unión es muy importante para evitar que la estructura falle.

Del calculo de la estructura se conoce que las uniones mas cargadas en la estructura están en B y E, por lo que se procede al calculo en base a los valores allí encontrados.

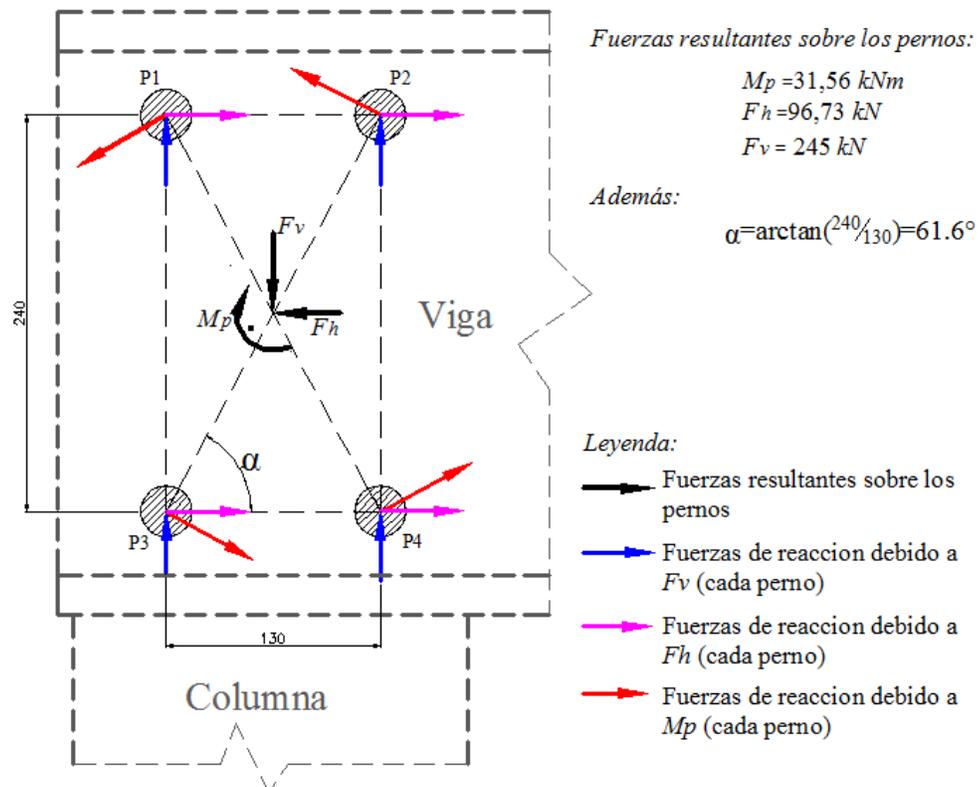


Fig. 2.15 Esquema de esfuerzos y disposición para el conjunto de uniones atornilladas

En la figura 2.15 se muestra la disposición de los tornillos, las cargas y las dimensiones establecidas para esta disposición. Estas dimensiones se definieron siguiendo el criterio de que mientras más alejados se encuentren los tornillos menor será el esfuerzo que soportan. Además, se ha considerado que existe una distancia mínima entre el centro de los agujeros y el borde de las columnas y vigas, y así mismo, se ha considerado considerar una distancia prudente de las alas de los canales para el montaje de estos tornillos.

Se observa en la figura 2.15 que el tornillo más cargado es el inferior derecho (en la grafica el perno P4) debido a que las fuerzas horizontales, verticales y la reacción debido al momento se suman vectorialmente. Por lo tanto se analiza el diagrama de cuerpo libre (DCL) en este tornillo.

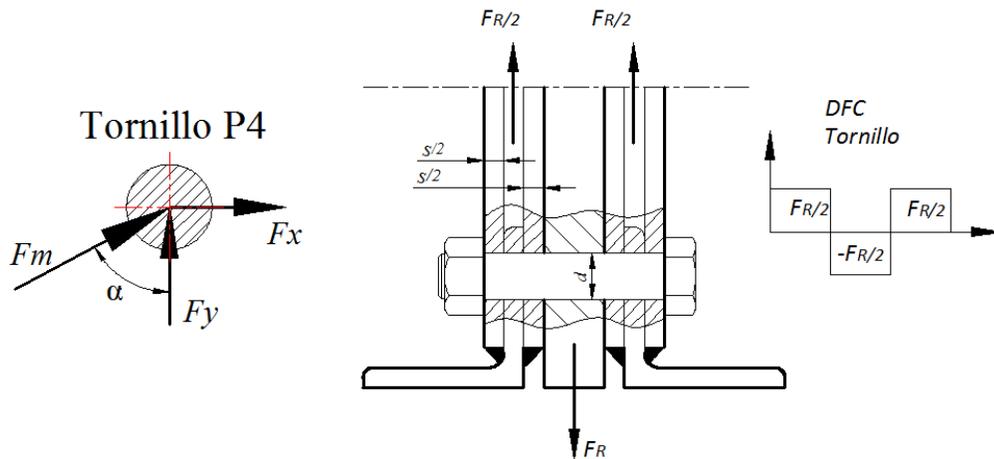


Fig. 2.16. Izquierda: Fuerza resultante en tornillo más cargado (P4), $\alpha = 61.6^\circ$.
Derecha: DCL y DFC de tornillo más cargado.

Las tres fuerzas actuantes sobre el tornillo se pueden determinar como:

$$F_x = \frac{96,73}{4} = 24,2kN$$

$$F_y = \frac{245}{4} = 61,3kN$$

Asimismo, según la bibliografía (Bickford, 2003), la fuerza de corte sobre un conjunto de pernos que están sometidos a torsión y están distribuidos a una misma distancia de su centro geométrico se puede calcular como:

$$F_m = \frac{M}{n \cdot r} = \frac{31,56}{4 \cdot 0,1365} = 57,8kN$$

Donde n es el número de pernos y r es la distancia del centro geométrico del conjunto hacia cada perno.

Por lo tanto, de la suma vectorial de fuerzas se obtiene la fuerza resultante:

$$F_R = 123,5kN$$

Esta carga es aplicada al tornillo a $65,25^\circ$ respecto a la horizontal. A esta fuerza se le debe aplicar un factor de corrección debido al hecho de que la tolerancia que existe entre los tornillos y el agujero puede hacer que solo trabajen un conjunto de tornillos. De manera práctica se considera que solo el 75% de los tornillos trabaja.

Entonces la fuerza total corregida es:

$$F'_R = \frac{123,5}{0,75} = 164,7kN$$

Asimismo, según la bibliografía (Decker, 1980) para el diseño de uniones atornilladas sometidos a esfuerzos de cortadura se pueden utilizar tornillos ajustados DIN 609 o DIN 610. Estos tornillos están sometidos a esfuerzos de cizallamiento y presión superficial como si fueran pines o remaches. El valor del esfuerzo de cizallamiento se puede calcular de la siguiente manera.

$$\tau_a = \frac{F}{A}$$

Dónde:

$F = \frac{F'_R}{2} = 82,33kN$, es la fuerza de cizallamiento en el tornillo. Ver figura 2.16.

A , es el área de la sección circular del tornillo (sección sin rosca sometida a corte).

Según la misma bibliografía para tornillos ajustados sometidos a corte de calidad 5.6, el esfuerzo permisible es de $168 N/mm^2$ y asimismo se debe cumplir que el esfuerzo de corte " τ_a " debe ser menor que este valor.

Por lo tanto, resolviendo la ecuación se obtiene lo siguiente.

$$A > 490mm^2$$

Y ya que la sección del tornillo es circular, el diámetro del tornillo debe cumplir lo siguiente.

$$d > 24,98mm$$

Ya que por lo general los tornillos poseen una resistencia superficial elevada debido a los tratamientos térmicos, es más probable que los elementos que fallen por presión superficial sean los canales o la columna. De estos 02 últimos, los canales soldados son mas sensibles al esfuerzo superficial debido a que tiene menor área de contacto, por este motivo se realiza la verificación para este elemento.

La tensión superficial se puede calcular de la siguiente manera.

$$\sigma_1 = \frac{F}{d \cdot s}$$

Donde:

$$F = \frac{F' R}{2} = 82,33kN, \text{ es la fuerza de cizallamiento en el tornillo.}$$

$s = 2 \times 12,7 = 25,4mm$, es el ancho del canal en contacto con el tornillo (ancho de 02 planchas).

La bibliografía (Decker, 1980) indica que el esfuerzo superficial admisible σ_{1adm} puede considerarse aproximadamente como 0,6 veces la resistencia a la tracción σ_B . Para el canal soldado, de acero estructural ASTM A-36, este último valor es de $\sigma_B = 400 N/mm^2$ (Mott, 2009). Por lo tanto el esfuerzo superficial admisible es de $\sigma_{1adm} = 240 N/mm^2$. Y ya que “ σ_1 ” no debe superar este valor, se obtiene lo siguiente.

$$\sigma_{1adm} = 240 N/mm^2 > \frac{82330}{d \cdot 25,4}$$

$$d > 13,5mm$$

Finalmente, a partir de lo analizado se define utilizar tornillos ajustados M30 con calidad 5.6 según DIN610.

2.2.6 Brida del cilindro hidráulico y soporte superior

Para lograr que la carga de prensado se distribuya uniformemente a cada una de las vigas superiores, se debe diseñar una brida lo suficientemente resistente para estas condiciones. Ya que la brida debe transmitir las 100 toneladas desde el cilindro hacia las vigas superiores que están muy separadas (por el ancho de la calamina), entonces es necesario que esta brida tenga una inercia considerable. Por este motivo se ha decidido no utilizar las bridas planas convencionales, sino diseñar una especial para esta aplicación.

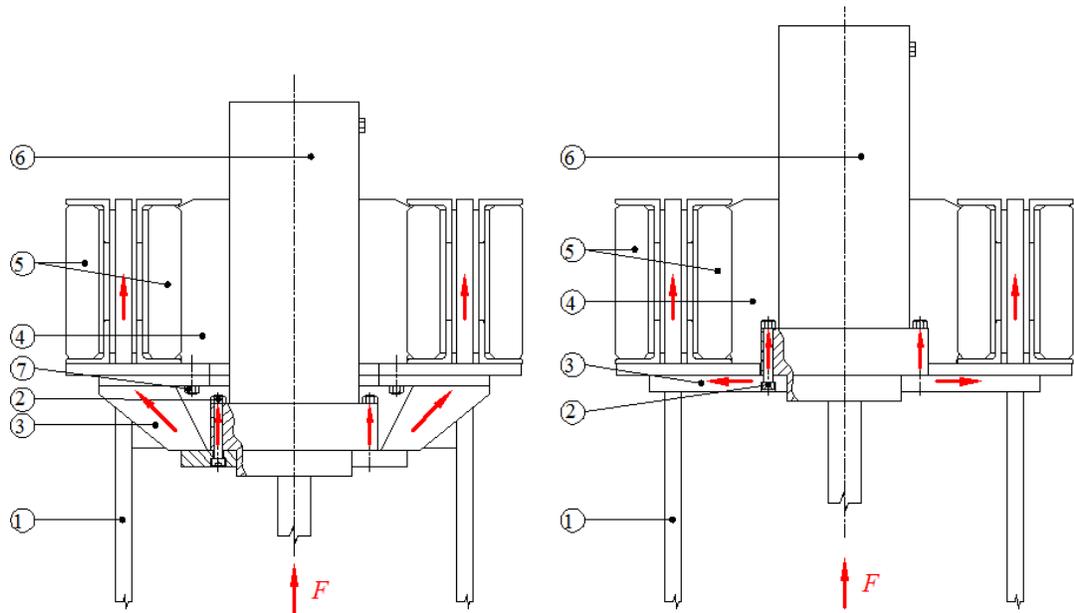


Fig. 2.17. Esquema comparativo de tipos de brida; Izquierda: Diseño con brida fabricada. Esta brida reduce la concentración de esfuerzos al dirigir mejor la carga; Derecha: Diseño con brida convencional.

- | | | | |
|-----------------------|---------------------|------------------------|--------------------------|
| 1. Columnas | 3. Brida | 5. Vigas Superiores | 7. Perno de sujeción |
| 2. Pernos de sujeción | 4. Soporte superior | 6. Cilindro hidráulico | brida - soporte superior |
| Brida - cilindro hyd. | | | |

En el diseño de esta brida se tomaron en cuenta dos aspectos importantes.

- Inercia elevada: Para que la brida pueda soportar los altos esfuerzos de flexión es necesario que la inercia de esta sea elevada. Para lograr esto la brida, en lugar de ser plana, debe estar compuesta por dos planchas dispuestas paralelamente y unidas con refuerzos verticales. Basándonos en el

teorema de Steiner, esta última tendrá mayor inercia que si fuera solo una plancha gruesa haciéndola más ligera y económica.

- Resistencia al corte: Ya que los tornillos estarán alojados en la plancha base de la brida, esta debe soportar el esfuerzo de corte que se generan en los alojamientos.

Además de la brida, en la parte superior de la estructura se encuentra el soporte superior, el cual cumple dos funciones. La primera es mantener unidos los pórticos en la parte superior junto con la brida y el cilindro hidráulico cuando la maquina esta en reposo (sin carga). Para esto la brida se mantiene unida al soporte por medio de 04 pernos (Ítem 07 de la figura 2.17), los cuales tienen la única función de soportar el peso de la brida y cilindro. La segunda función, y más importante, es servir como refuerzo para la brida, de manera trabajen en conjunto para soportar las altas cargas de flexión generadas.

Calculo por resistencia de la brida y soporte

En la figura 2.18, se observa el DCL del conjunto brida-soporte en donde las vigas superiores de los pórticos están representadas con líneas ocultas. Cuando la prensa esta en reposo (sin carga), el soporte superior y la brida se sujetan de la estructura con los pernos “A” y “B” indicados en la figura. En cambio, cuando la prensa está trabajando (con carga), la fuerza que ejerce el cilindro se direcciona hacia el conjunto brida-soporte y de este hacia las vigas de los pórticos, a través de la superficie de contacto que existe entre estos elementos. En ese momento, debido al juego en las uniones atornilladas “A” y “B”, estas no ejercen reacción sobre el conjunto soporte-brida. Debido a esto, se puede considerar para esta condición (con carga), que las vigas superiores trabajan como apoyos simples (no generan momentos) para el conjunto brida-soporte.

Las dimensiones mostradas en la figura 2.18 corresponden al diseño final de la brida y el soporte, que se obtuvieron luego de analizar varias configuraciones. A continuación se realiza el cálculo de verificación de esta configuración. Del DCL se puede deducir que la zona crítica del conjunto brida-soporte se da en su zona central (sección C-C en la figura 2.18).

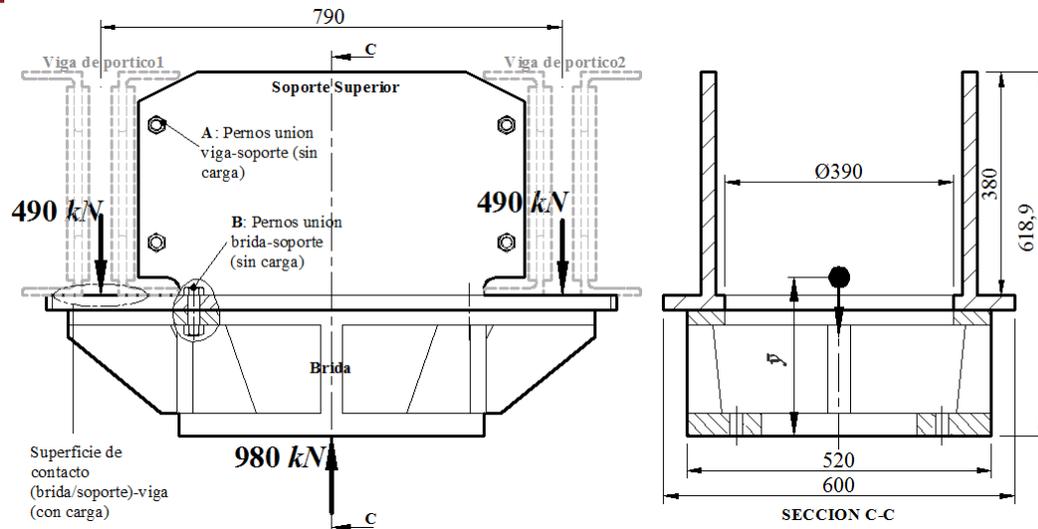


Fig. 2.18. Dimensiones del diseño final de la brida y soporte

En esa zona las cargas son las siguientes:

Fuerza cortante: $F_c = 490\text{kN}$

Momento flector: $M_f = F_c \frac{0,79}{2} = 193,5\text{kN} \cdot \text{m}$

La sección mostrada en la figura 2.18 corresponde a la zona crítica indicada. A partir de las dimensiones allí mostradas y del plano de fabricación (Planos de despiece: IM-D4, IM-D6) se obtiene la siguiente información.

Área de la sección crítica: $A = 37693,6\text{mm}^2$

Altura total de la sección: $y_T = 618,9\text{mm}$

Altura del centro de gravedad: $\bar{y} = 274,2\text{mm}$ (respecto al punto mas bajo)

Inercia del conjunto brida-soporte en la sección crítica: $I = 1,361 \times 10^9 \text{mm}^4$

Con esta información se puede calcular el esfuerzo de corte en la zona crítica de la siguiente manera.

$$\tau_c = \frac{F_c}{A} = \frac{490 \cdot 10^3}{37693,6} = 13 \text{ N/mm}^2$$

Debido a que el centro de gravedad está por debajo del punto medio de la altura, el mayor esfuerzo flector se dará en el extremo superior de la sección, la cual pertenece al soporte superior. Se calcula el esfuerzo de flexión con la siguiente expresión:

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot (y_T - \bar{y})}{I}$$

$$\sigma_f = \frac{193,5 \cdot 10^6 \cdot (618,9 - 274,2)}{1,361 \cdot 10^9} = 49 \text{ N/mm}^2$$

Según el teorema de Von Mises, el esfuerzo equivalente se puede calcular como:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_c^2} = 53,93 \text{ N/mm}^2$$

Considerando que el soporte, al igual que toda la estructura, será fabricado con acero ASTM A36 ($\sigma_{fluencia} = 240 \text{ N/mm}^2$) el factor de seguridad se calcula de la siguiente manera.

$$F.S. = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{eq}} = \frac{240}{53,93} = 4,45$$

Finalmente se concluye que esta configuración es segura.

Tornillos de sujeción del cilindro hidráulico

Analizando la figura 2.19 se deduce que los tornillos de sujeción del cilindro hidráulico con la brida están sometidos a tracción debido al accionamiento del pistón. Ya que la carga a la que estos tornillos están sometidos es considerablemente alta, se desarrolla el cálculo para verificar su resistencia. Asimismo, se desarrolla el cálculo para determinar los parámetros de ajuste necesarios para el montaje.

La disposición seleccionada a verificación es la que consta de 12 tornillos de cabeza tipo Allen DIN 912 M 20x2,5 de 220 mm de longitud y calidad 10.9 dispuestos de forma radial alrededor del cilindro hidráulico. En estas condiciones, la carga total de tracción del cilindro será distribuido a cada tornillo, por lo que la carga que soportara cada uno se puede calcular como:

$$F = \frac{980}{12} = 81,67 \text{ kN}$$

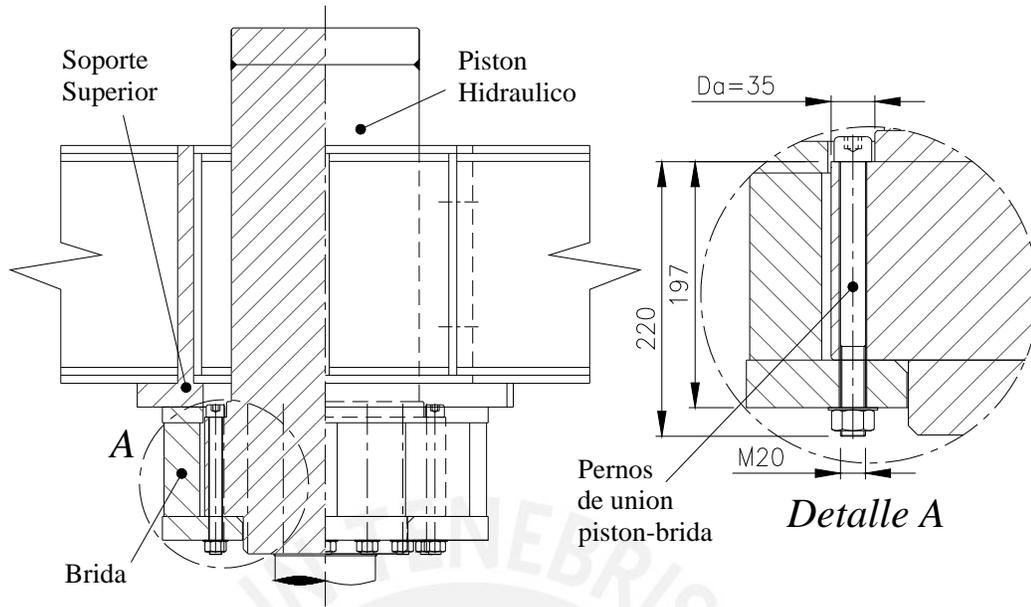


Fig. 2.19. Configuración del cilindro hidráulico, brida y su unión atornillada.

De la selección del cilindro hidráulico, que se encuentra en un capítulo posterior, y el diseño de la brida determinamos que la longitud del espesor entre placas (cilindro + brida) es 197 mm.

Por lo tanto, para el tornillo seleccionado según la norma DIN 912 tenemos la siguiente información:

Diámetro nominal (d)	Paso (p)	Longitud (l)	Longitud entre placas (l_k)	Longitud sin rosca ($l_{S/R}$)
20 mm	2,5 mm	220 mm	197 mm	148 mm
Diámetro del agujero (D_B)	Diámetro de cabeza del tornillo (d_k)	Diámetro del flanco (d_2)	Sección del núcleo (A_k)	Sección de tracción (A_s)
22 mm	30 mm	18,38 mm	225 mm ²	245 mm ²

A continuación se calcula la elasticidad del tornillo con la siguiente expresión:

$$\delta_T = \delta_{cabeza} + \delta_{long.sin\ rosca} + \delta_{long.roscada} + \delta_{tuerca}$$

$$\delta_T = \frac{0,4 \cdot d}{E \cdot (\pi \cdot d^2/4)} + \frac{l_{S/R}}{E \cdot (\pi \cdot d^2/4)} + \frac{l_k - l_{S/R}}{E \cdot A_k} + \frac{0,4 \cdot d}{E \cdot (\pi \cdot d^2/4)}$$

$$\delta_T = \frac{0,02546}{E} + \frac{0,4711}{E} + \frac{0,21777}{E} + \frac{0,02546}{E} = \frac{0,7398}{2,1 \cdot 10^5} = 3,523 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

De manera similar se determina la elasticidad de las placas (brida y estructura del cilindro). Para esto se debe calcular el área equivalente A_{eq} que esta relacionada con el diámetro del campo de compresión entre placas (D_A) el cual según a figura 2.19 es aproximadamente 35 mm.

Ya que se cumple lo siguiente.

$$d_k < D_A < d_k + l_k$$

Entonces, el área equivalente se calcula como:

$$A_{eq} = (d_k^2 - D_B^2) \cdot \frac{\pi}{4} + d_k \cdot (D_A - d_k) \cdot [(x+1)^2 - 1] \cdot \frac{\pi}{8}$$

Donde:

$$x = \sqrt[3]{\left(\frac{l_k \cdot d_k}{D_A^2}\right)} = 1,63356$$

Por lo tanto, se obtiene lo siguiente:

$$A_{eq} = 676,4 \text{ mm}^2$$

Finalmente, la elasticidad de las placas se puede determinar como:

$$\delta_p = \frac{l_k}{E \cdot A_{eq}} = \frac{0,2912}{E} = 1,387 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Además, para evitar que el tornillo falle, el esfuerzo limite (σ_{lim}) al que puede estar sometido el tornillo debe ser menor al 80% del esfuerzo de estricción (σ_s) el cual depende del material del tornillo. En este caso, la calidad de tornillo a utilizar es 10.9, por lo que según DIN 267, el limite de estricción es de 900 N/mm^2 . Por lo tanto se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{lim} = \frac{F_{lim}}{A_s} \leq 0,8 \cdot \sigma_s$$

Por lo tanto, reemplazando los datos, se obtiene la fuerza límite del tornillo.

$$F_{lim} \leq 176kN$$

Si se selecciona que la fuerza máxima del tornillo sea de 140kN entonces, gráficamente se puede determinar el valor de la fuerza de pretensión necesaria.

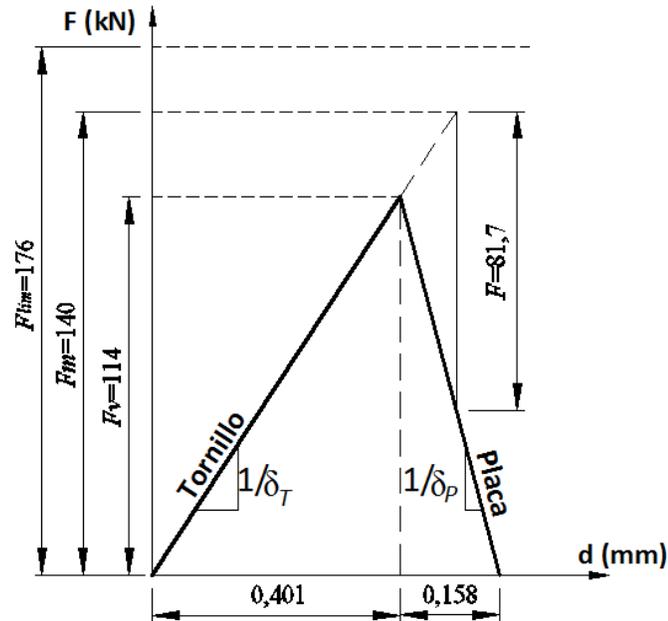


Fig. 2.20. Grafica F vs deformación de la unión atornillada. F_v es la fuerza de pretensión requerida para que cuando se aplique la fuerza de trabajo F , la fuerza máxima alcanzada F_m , no supere a la fuerza límite del tornillo F_{lim} .

De la figura 2.20 se puede observar que para obtener una fuerza máxima en el tornillo de 140kN se requiere de una fuerza de pretensión (F_v) de 114kN. A partir de este valor se puede determinar el valor del par de apriete (T_{an}) según la ecuación siguiente (Decker, 1980).

$$T_{an} \approx F_v \cdot \left(0,16 \cdot P + \mu \cdot \left(\frac{d_2 + 0,5 \cdot (d_k + D_B)}{2} \right) \right)$$

Donde:

μ : Coeficiente de rozamiento en los flancos de la rosca. Según Decker (1980) se puede considerar un valor aproximado de 0,2 para tornillos de acero.

Por lo tanto, se obtiene que el par de apriete para estos pernos.

$$T_{an} \approx 551 \cdot N \cdot m = 406 \cdot Lbf \cdot pie$$

2.2.7 Mesa superior e inferior

El compactado de las calaminas de fibrocemento se realiza entre 2 mesas, una fija y otra móvil. En la figura 2.21 se muestra el diseño de la mesa superior e inferior así como su distribución en la prensa. Como se observa, la mesa superior es móvil y va unida al vástago del cilindro hidráulico, mientras que la mesa inferior esta soportada sobre las vigas inferiores de los pórticos. Ya que la mesa superior no está apoyada en vigas como el caso de la mesa inferior, su resistencia debe ser elevada para cumplir con lo indicado en la lista de exigencia (suma de deflexiones de mesas: 0,6 mm máximo).

En la bibliografía (Blodgett, Omer W.) se encuentra que el mejor diseño para una mesa altamente rígida, consiste en una plancha base reforzada en todos sus lados con planchas verticales. Esto permite que exista un sistema cerrado de fuerzas, lo cual aumenta la rigidez del elemento. En nuestro caso, para la mesa superior se utiliza una plancha base y planchas laterales de una pulgada de espesor. Además, debido a que la carga es sumamente alta en este elemento se decide colocar una plancha central de una pulgada y media de ancho (38,1 mm) a lo largo de la mesa que sirva como viga principal para distribuir mejor las cargas y reduzca la deflexión. Por otro lado, la mesa inferior está compuesta por 01 plancha de 01 pulgada de ancho y 02 planchas de refuerzo vertical de $\frac{3}{4}$ de pulgada con refuerzos cruzados para soportar la carga en ambos sentidos.

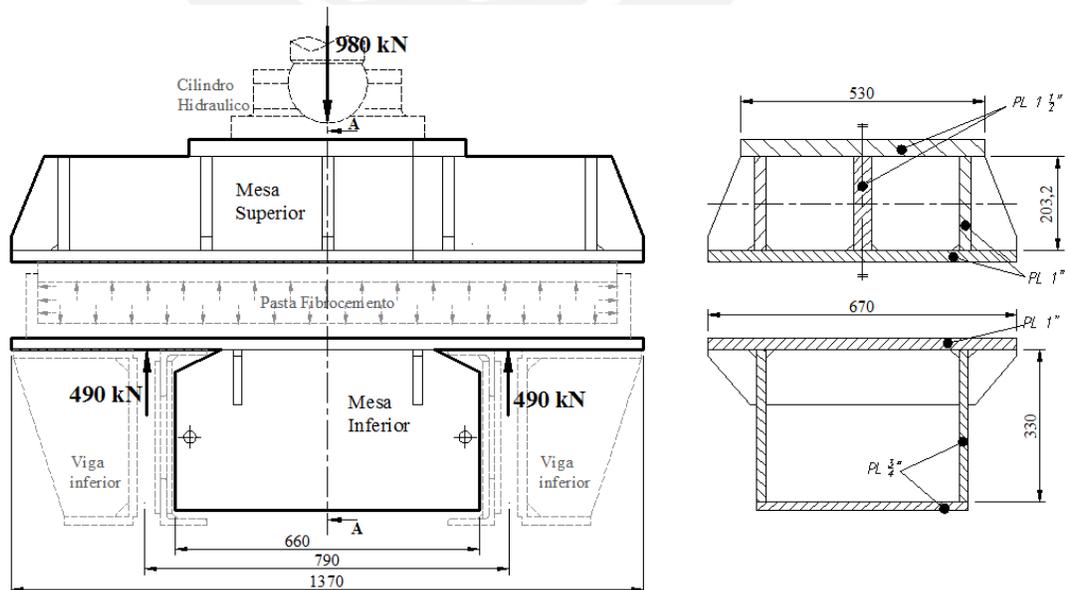


Fig. 2.21. Configuración de la mesa superior e inferior.

De acuerdo con la bibliografía (Fuentes Rojas, 2006), el fibrocemento es una mezcla compuesta principalmente de cemento y agua, y la finalidad del prensado es aplicar una carga distribuida a toda esta mezcla de manera que las fibras internas se adhieran y así obtener un material de mayor resistencia. Para esto el molde debe formar un compartimiento cerrado donde compactar el fibrocemento. En la figura 2.21 se observa tanto el molde como la mezcla de fibrocemento esquematizado. Por este motivo, se debe considerar que las fuerzas de reacción sobre las caras de las mesas están distribuidas uniformemente.

Ya que la configuración de las mesas superiores e inferiores es compleja, se deben tomar ciertas consideraciones con el objeto de calcular por resistencia las mesas superior e inferior y determinar la deflexión de estas. A continuación se mencionan.

- Tanto la fuerza de prensado de 980 kN como las reacciones en las vigas de 490 kN son cargas puntuales.
- Se considera que tanto el cilindro hidráulico como las vigas inferiores de los pórticos como sólidos rígidos e indeformables. Por lo tanto se considera que en estos puntos de apoyo la deformación en las mesas es cero.
- Teniendo en cuenta la consideración anterior, como la mesa inferior está apoyada sobre las vigas, existen 02 secciones de ésta que idealmente no se deforman, los extremos de la mesa. Por lo tanto para el análisis de este elemento por resistencia y rigidez será considerado solo la sección entre los apoyos (considerados puntuales).

Por lo tanto, a partir de estas consideraciones se elabora el DCL para cada una de las mesas.

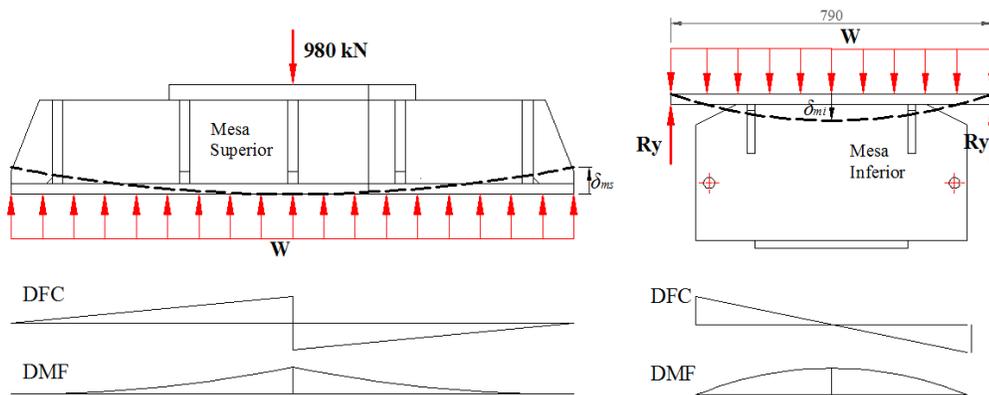


Fig. 2.22 Izquierda: DCL de la mesa superior. Derecha: DCL de la mesa inferior.

A partir del DCL se puede determinar el valor de la fuerza distribuida en la mesa.

$$W = \frac{980kN}{1370mm} = 0,71533 \text{ kN/mm}$$

Asimismo, se puede determinar el valor de la reacción R_y , que soporta la sección de la mesa inferior que se está analizando.

$$R_y = \frac{W \cdot 790}{2} = 282,5kN$$

Del DFC Y DMF de la figura 2.22 se deduce que tanto para la mesa superior como para la inferior, la zona crítica para el cálculo por resistencia (zona más cargada) es la sección central (sección A-A de la figura 2.21). En el caso de la mesa superior las cargas en esta sección se calculan de la siguiente manera.

$$F_c = \frac{W \cdot 1370}{2} = 490kN$$

$$M_f = \frac{W \cdot (1370)^2}{8} = 1,68 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

De las dimensiones de la sección de la mesa superior en la figura 2.21, se obtiene lo siguiente:

$$\text{Área: } A = 55275 \text{ mm}^2$$

$$\text{Altura total de la sección: } y_T = 266,7 \text{ mm}$$

Altura del centro de gravedad: $\bar{y} = 135,9 \text{ mm}$ (respecto al punto más bajo de la sección)

$$\text{Inercia de la sección central: } I = 5,764 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

Con estos valores se calculan los esfuerzos a los que está sometido este elemento.

Esfuerzo cortante:

$$\tau_c = \frac{F_c}{A} = \frac{490 \cdot 10^3}{55275} = 8,87 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo flector: De la altura del centro de gravedad de la sección se deduce que la zona inferior de la sección tiene un esfuerzo de flexión más alto y está sometido a tracción.

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot (\bar{y})}{I} = \frac{1,68 \cdot 10^8 \cdot (135,9)}{5,764 \cdot 10^8} = 39,61 \text{ N/mm}^2$$

Luego, según la teoría de Von Misses, el esfuerzo equivalente se puede calcular como sigue.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_c^2} = 40,59 \text{ N/mm}^2$$

Según la bibliografía, (Mott, 2009), la resistencia a la fluencia del material de la mesa, acero estructural ASTM A36, es 240 N/mm^2 . Con este valor se puede calcular el factor de seguridad.

$$F.S_{MS} = \frac{240}{40,59} = 5,9$$

A fin de tener obtener el valor de la deflexión de la mesa superior se considerará a este elemento como una viga de sección constante. En la figura 2.22 se puede observar con líneas punteadas el plano de deformación ideal de la mesa. Por lo tanto, de las tablas de deflexión de vigas (Mott, 2009), se obtiene la deflexión aproximada de la mesa.

$$\delta_{ms} \cong \frac{W \cdot (1370/2)^4}{8 \cdot E \cdot I} = \frac{0,71533 \cdot 10^3 \cdot (1370/2)^4}{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,764 \cdot 10^8} = 0,1626 \text{ mm}$$

En el caso de la mesa inferior las cargas en esta sección se calculan de la siguiente manera.

$F_c = 0$, según DFC de la figura 2.22.

$$Mf = \frac{W \cdot (790)^2}{8} = 2,232 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

De las dimensiones de la sección de la mesa inferior en la figura 2.21, se obtiene lo siguiente:

Altura total de la sección: $y_T = 374,5mm$

Altura del centro de gravedad: $\bar{y} = 223,2mm$ (respecto al punto más bajo de la sección)

Inercia de la sección central: $I = 8,596 \cdot 10^8 mm^4$

Con estos valores se calculan los esfuerzos a los que está sometido este elemento.

Esfuerzo cortante: $\tau_c = 0$

Esfuerzo flector: De la altura del centro de gravedad de la sección se deduce que la zona inferior de la sección tiene un esfuerzo de flexión más alto y está sometido a tracción.

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot (\bar{y})}{I} = \frac{2,232 \cdot 10^8 \cdot (223,2)}{8,596 \cdot 10^8} = 57,96 N/mm^2$$

Siendo el material de la mesa, acero estructural ASTM A36 con $240 N/mm^2$, se puede calcular el factor de seguridad.

$$F.S_{MI} = \frac{240}{57,96} = 4,1$$

A fin de tener obtener el valor de la deflexión de la mesa inferior se considera a este elemento como una viga de sección constante. Por lo tanto, de las tablas de deflexión de vigas (Mott, 2009), se obtiene la deflexión aproximada de la mesa.

$$\delta_{mi} \cong \frac{5 \cdot W \cdot (790)^4}{384 \cdot E \cdot I} = \frac{5 \cdot 0,71533 \cdot 10^3 \cdot (790)^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8,596 \cdot 10^8} = 0,02mm$$

Según la bibliografía (Mott, 2006), para materiales dúctiles con cargas conocidas, tanto los factores de seguridad como las deflexiones calculadas son admisibles. Asimismo, se cumple lo expuesto en la lista de exigencia respecto a la deflexión máxima de las mesas las cuales en ningún caso sumarán más de 0,6 mm.

2.2.8 Sistema de Guías

Para esta prensa, el sistema de guías tiene como función dirigir la mesa móvil (superior) hasta su posición final de trabajo. En otras prensas, este sistema también cumple la función de soportar cargas excéntricas para evitar que el cilindro hidráulico falle, pero en el caso de esta prensa, para evitar esto suceda se selecciona un cilindro hidráulico con rotula esférica en el vástago. Entonces, analizando el proceso de trabajo se entiende que desde la posición inicial hasta antes que llegue a la posición final, la prensa ejerce solo una pequeña carga para vencer la fricción interna del cilindro y externas en los puntos de contacto, la cual comparada con la carga de trabajo es despreciable. Por lo tanto en este intervalo, prácticamente no existen cargas que deban soportar las guías.

Por otro lado, cuando la mesa alcanza la posición final, la carga se transmite de la mesa superior al molde y de este al producto, que es una pasta acuosa de fibrocemento, el cual es muy fluido y no ejerce resistencia hasta que se ha sellado el molde cerrado y la fuerza se distribuye uniformemente. En este punto la carga se transmite directamente al producto y hacia la mesa inferior, es decir que las guías tampoco soportan carga en este punto. En la figura 2.23 se observa este proceso esquematizado.

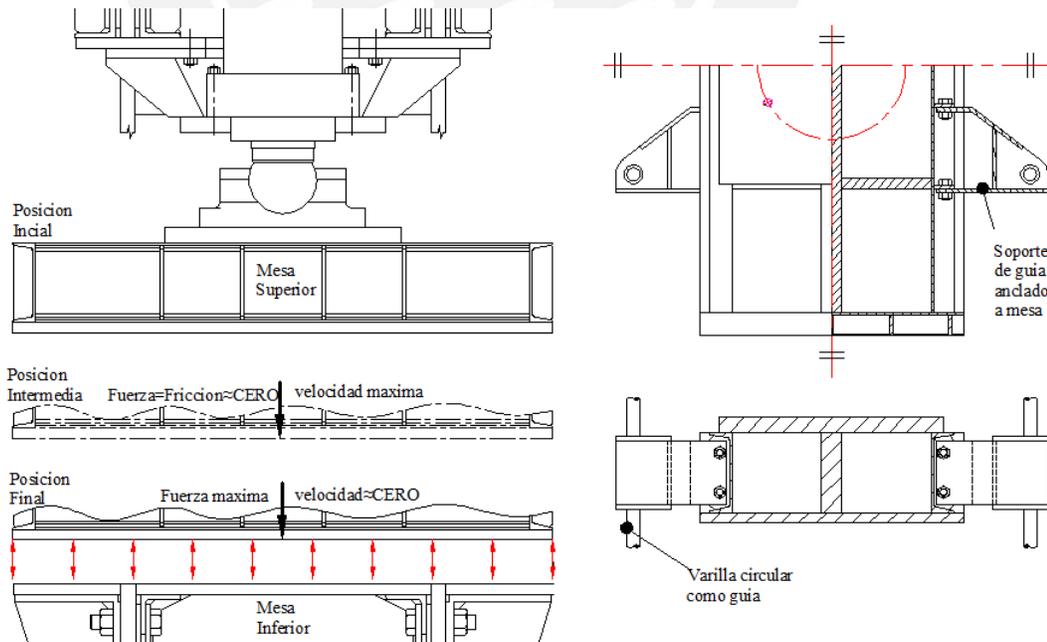


Fig. 2.23. Izquierda: Esquema del proceso de prensado. Derecha: Esquema preliminar del sistema de guías.

Por este motivo, se concluye que el sistema de guías para la mesa puede ser fabricado solo con varillas regulables que dirijan la mesa ya que no van a soportar carga alguna. En la figura 2.23 se observa un diseño preliminar del sistema de guías que va anclado a la mesa.

2.2.9 Anclajes de la estructura.

Para mantener la estructura fija al suelo es necesario el uso de anclajes, los cuales para este caso serán seleccionados del manual del fabricante HILTI y han de ser calculados siguiendo el método de diseño descrito en el anexo C de la ETAG 001 (European Technical Approval).

A continuación se muestra el diseño del sistema de anclaje por lo que líneas adelante se realizara la verificación del diseño según la norma antes mencionada. Para esto se considera para cada una de las columnas 06 anclajes de acero al carbono para trabajo pesado modelo HSL-3-G, con cabeza roscada y tuerca de diámetro nominal M20.

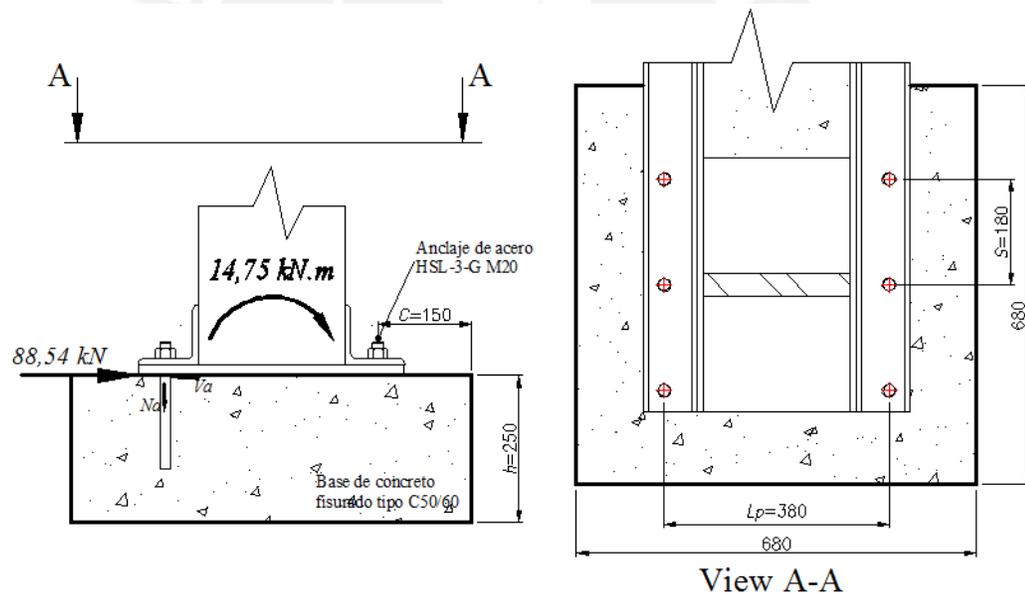


Fig. 2.24. Dimensiones del sistema de anclaje de la prensa (para cada columna)

A partir de la carga de corte a la que está sometido el conjunto de anclajes se puede calcular la fuerza de corte que soporta cada uno con la siguiente ecuación:

$$V_a = \frac{F_{corte}}{\# \text{ anclajes}} = \frac{88,54}{6} = 14,76 \text{ kN}$$

Asimismo la carga de tensión que soporta cada perno de anclaje se calcula a partir del momento que soporta el conjunto de anclajes.

$$N_a = \frac{M}{L_p * (\# \text{anclajes} / 2)} = \frac{14,75}{0,38 \times 3} = 12,94 \text{ kN}$$

Según la bibliografía indicada se determina la resistencia de diseño a la tensión (fuerza normal) para 01 anclaje. (Ver Anexo B)

- Resistencia de diseño del acero. Para anclajes M20 HSL-3-G:

$$N_{Rd,s} = 130,7 \text{ kN}$$

- Resistencia de diseño por “pull-out” (desprendimiento). Para M20, no existe falla por desprendimiento del anclaje.
- Resistencia de diseño de cono de concreto: Se calcula de la siguiente formula.

$$N_{Rd,c} = N^0_{Rd,c} \cdot f_B \cdot f_{1,N} \cdot f_{2,N} \cdot f_{3,N} \cdot f_{re,N}$$

Donde

$$N^0_{Rd,c} = 33,5 \text{ kN} , \text{ para anclaje M20 en base de concreto fisurado.}$$

$$f_B = 1,5 , \text{ para base de concreto tipo C50/60 (designación ENV 206)}$$

$$f_{1,N} = 0,94 , \text{ para } C/C_{cr,N} = 150/187,5 = 0,8$$

$$f_{2,N} = 0,90 , \text{ para } C/C_{cr,N} = 150/187,5 = 0,8$$

$$f_{3,N} = 0,75 , \text{ para } S/S_{cr,N} = 180/375 \approx 0,5$$

$$f_{re,N} = 1 , \text{ para anclaje M20.}$$

Resolviendo:

$$N_{Rd,c} = 31,88 \text{ kN}$$

Por lo tanto el valor de resistencia de diseño a la tensión es el de menor valor:

$$N_{Rd} = 31,88 \text{ kN}$$

De manera similar se determina la resistencia de diseño al corte (fuerza cortante). Ver Anexo B.

- Resistencia de diseño del acero. Para anclajes M20 HSL-3-G:

$$V_{Rd,s} = 113,5 \text{ kN}$$

- Resistencia del concreto al desprendimiento. Se calcula de la siguiente manera:

$$V_{Rd,cp} = k \cdot N_{Rd,c}$$

Dónde:

$k = 2$, para anclajes M20.

$N_{Rd,c} = 23,38kN$, calculado líneas atrás.

Resolviendo:

$$V_{Rd,cp} = 46,76kN$$

- Resistencia de diseño del borde de concreto. Se calcula de la siguiente manera:

$$V_{Rd,c} = V_{Rd,c}^0 \cdot f_B \cdot f_\beta \cdot f_h \cdot f_4 \cdot f_{hef} \cdot f_c$$

Dónde:

$V_{Rd,c}^0 = 33,8kN$, para anclaje M20 en base de concreto fisurado.

$f_B = 1,5$, para base de concreto tipo C50/60 (designación ENV 206)

$f_\beta = 1$, para un ángulo de incidencia de la carga de $\beta = 0^\circ$

$f_h = 1$, para $h/C = 250/150 \geq 1,5$

$f_4 = 0,98$, para $C/h_{ef} = 150/125 \approx 1,25$ y $S/h_{ef} = 180/125 \approx 1,5$

$f_{hef} = 0,62$, para anclaje M20.

$f_c = 0,67$, para $C/d = 150/20 \approx 8$, donde “ d ” es el diámetro nominal del anclaje.

Resolviendo:

$$V_{Rd,c} = 20,64kN$$

Por lo tanto el valor de resistencia de diseño a la tensión es el de menor valor:

$$V_{Rd} = 20,64kN$$

Finalmente para realizar la verificación de diseño de los anclajes se debe cumplir que el factor de resistencia de los anclajes a la fuerza normal (tensión) sea menor que 1.

$$\beta_N = \frac{N_a}{N_{Rd}} = \frac{12,94}{31,88} = 0,406 \leq 1 \longrightarrow \text{OK}$$

Asimismo, el factor de resistencia de los anclajes a la fuerza cortante debe ser menor que 1.

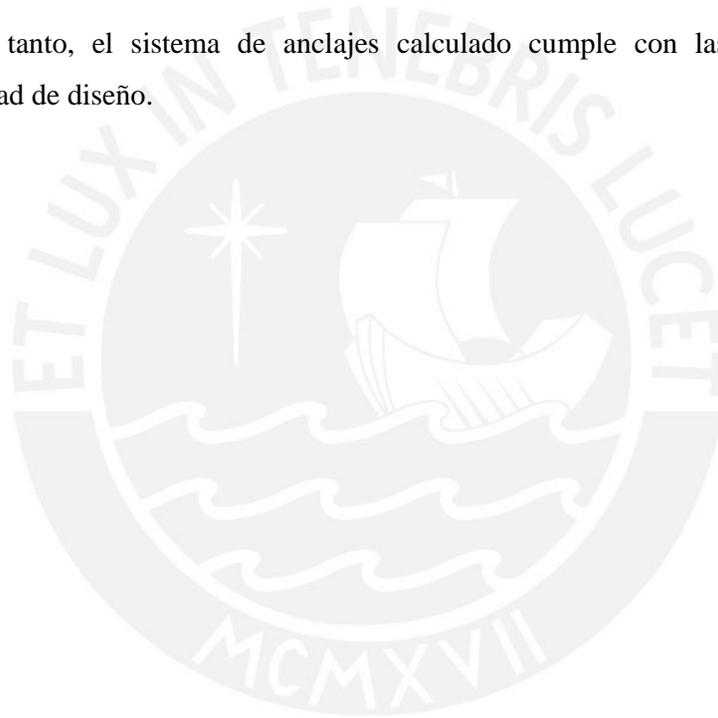
$$\beta_v = \frac{V_a}{V_{Rd}} = \frac{14,76}{20,64} = 0,715 \leq 1 \longrightarrow \text{OK}$$

Además, para el caso de anclajes sometidos a cargas combinadas se debe cumplir lo siguiente.

$$\beta_N + \beta_v = 1,121 \leq 1,2 \longrightarrow \text{OK}$$

$$(\beta_N)^{1,5} + (\beta_v)^{1,5} = 0,863 \leq 1 \longrightarrow \text{OK}$$

Por lo tanto, el sistema de anclajes calculado cumple con las condiciones de seguridad de diseño.



2.3 Especificaciones del sistema hidráulico

En esta segunda parte del capítulo se analiza a detalle el sistema hidráulico de la prensa. Este sistema que está compuesto por motores, bombas, válvulas y un cilindro hidráulico tiene por función principal transformar la energía eléctrica en fuerza lineal para el compactado de las calaminas. Es así que en las siguientes líneas se muestra el análisis y funcionamiento de este sistema así como los cálculos correspondientes hechos en base a la lista de exigencias que se muestra a inicios del capítulo.

2.3.1 Esquema hidráulico

Para desarrollar el sistema hidráulico de esta prensa fueron tomadas en cuenta algunas condiciones. Estas condiciones fueron el resultado del análisis del sistema a partir de dos premisas principales:

- La prensa hidráulica forma parte de una planta piloto, es decir para una aplicación controlada dentro del laboratorio y la cual no requiere que los tiempos de trabajo sean cortos como sería en un trabajo de producción.
- El presupuesto de fabricación de la prensa es limitado, por lo que se debe procurar un sistema hidráulico económico pero que permita el control de la carga.

A partir de estas dos premisas se desarrollaron las siguientes condiciones que han sido tratadas en el capítulo anterior y en la lista de exigencias, y que se resumen en lo siguiente:

- El cilindro hidráulico debe ser estándar y de doble efecto. El accionamiento del cilindro por otra parte estará controlado por una válvula de distribución con solenoides.
- Ya que la mesa es ancha el vástago tendrá una rotula esférica para evitar cargas de flexión.
- La presión y caudal que impulsara el cilindro será generado a partir de dos bombas, una de alto caudal para el recorrido en vacío, y otra de bajo caudal para desarrollar la presión necesaria durante el compactado.

- Para controlar la presión de trabajo del cilindro hidráulico se hará uso de válvulas limitadoras de presión para cada bomba.

De acuerdo con estas especificaciones se desarrolla el sistema hidráulico que se muestra a continuación.

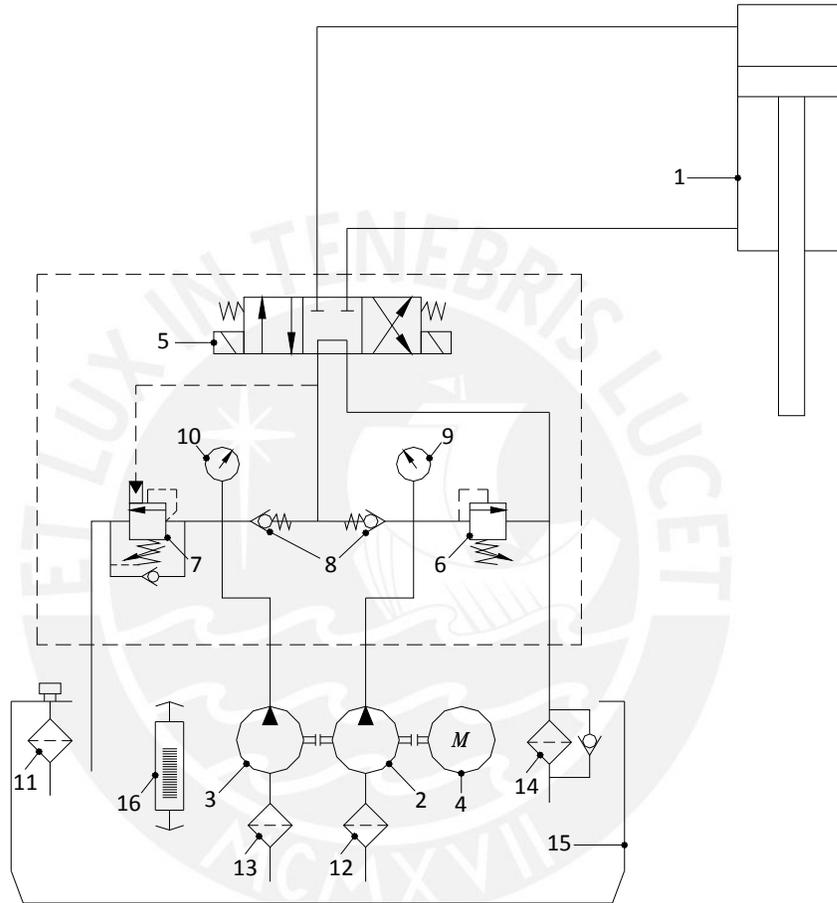


Fig. 2.25 Esquema del circuito hidráulico

- | | | |
|---|--|--------------------------------------|
| 1. Cilindro hidráulico de doble efecto | 6. Válvula limitadora de presión (alta) | 12. Filtro de succión (alta presión) |
| 2. Bomba de bajo caudal. | 7. Válvula limitadora de presión pilotada. | 13. Filtro de succión (baja presión) |
| 3. Bomba de alto caudal | 8. Válvulas check | 14. Filtro de retorno |
| 4. Motor eléctrico | 9. Manómetro (alta presión) | 15. Tanque de aceite |
| 5. Válvula de distribución 4/3 con solenoides | 10. Manómetro (baja presión) | 16. Medidor de nivel de aceite |
| | 11. Filtro de llenado | |

Como se observa en el esquema anterior, se tienen dos bombas conectadas en serie a un motor eléctrico, una de alto y otra de bajo caudal, que impulsan el cilindro. El control del cilindro se realiza mediante la válvula de distribución de tres posiciones. En la posición central como se muestra en la figura 2.25, el aceite hidráulico queda retenido en el cilindro por lo que este no se mueve. La válvula se mantiene en esa posición debido al accionamiento de resortes. A cada lado se tienen solenoides que accionan la válvula en ambos sentidos para cambiar a alguna de las otras posiciones. La posición 1 de la izquierda es la que permite el movimiento del vástago hacia abajo y mediante la cual se genera la carga de prensado, y la posición 3 permite el movimiento hacia arriba. Asimismo, se cuentan con válvulas limitadoras de presión para ambas bombas, de esta manera se regula la presión máxima del sistema.

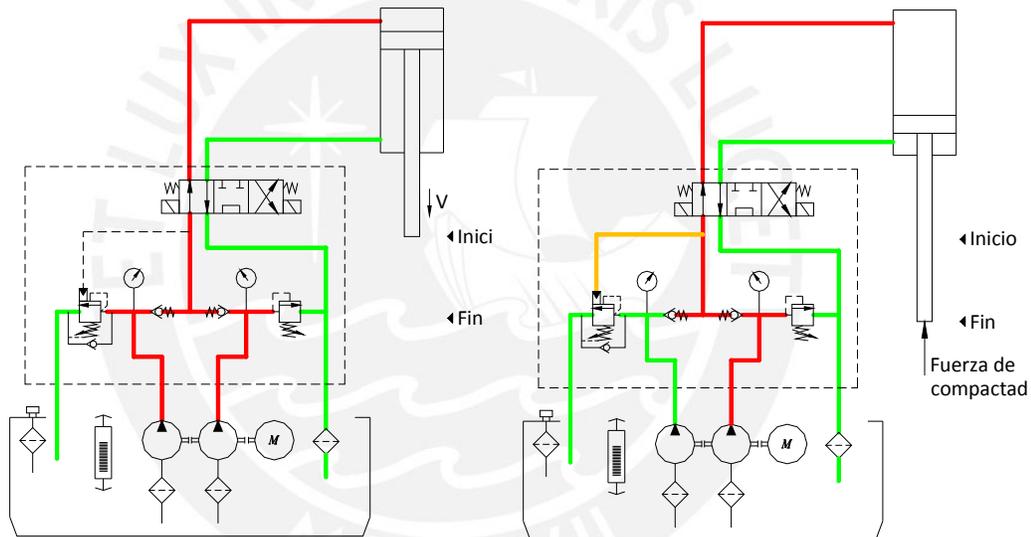


Fig. 2.26 Esquema de funcionamiento del sistema, válvula posición 1.

En la posición 1, cuando el cilindro está en el inicio de la carrera, el vástago tiende a caer y al no encontrarse resistencia, la presión de trabajo es baja, en este punto ambas bombas alimentan al cilindro y por lo tanto su velocidad es relativamente alta. Una vez que el vástago alcanza la carga a compactar y encuentra mayor resistencia, la presión de trabajo empieza a aumentar con la bomba de bajo caudal. En este punto, la bomba de alto caudal no puede superar la presión de trabajo en la válvula check. Al mismo tiempo el pilotaje acciona la limitadora de presión y abre completamente la válvula con lo que todo el caudal generado por esta regresa al tanque.

En la posición 3, la presión hidráulica de ambas bombas impulsara el vástago hacia arriba. En este caso, la presión debe superar el peso del vástago y la mesa superior que va unida a este.

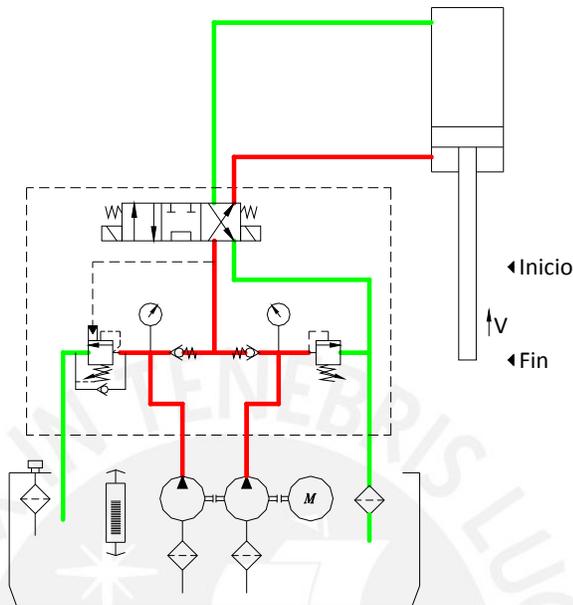


Fig. 2.27 Esquema de funcionamiento del sistema, válvula posición 3.

Como se mencionó anteriormente el motivo de tener dos bombas es para reducir costos. Una de las bombas es de alto caudal pero baja presión, mientras que la otra es de bajo caudal pero genera una alta presión. Esta combinación es mucho más económica que una sola bomba de alto caudal y alta presión. En este sistema la regulación de la presión se realiza con los limitadores de presión de cada bomba. Asimismo, con el fin de evitar la contaminación del aceite se han dispuesto filtros de llenado, de retorno y de succión.

Finalmente, habiéndose puesto en claro el funcionamiento de este sistema hidráulico, se procede a continuación con la selección y cálculo de los diversos componentes.

2.3.2 Cilindro Hidráulico

El cilindro hidráulico es una de las partes fundamentales de la prensa. Este elemento transforma la presión del fluido dentro del cilindro en fuerza lineal en el vástago del pistón. Para determinar las especificaciones del cilindro hidráulico es necesario realizar el cálculo por resistencia. En este sentido se debe calcular la resistencia del vástago del cilindro al pandeo, ya que esta parte es la más crítica en el cilindro.

Dimensionamiento del cilindro hidráulico

Según lo mencionado anteriormente, se debe calcular por pandeo la dimensión del vástago del cilindro hidráulico. En el cálculo por pandeo primero debemos determinar el radio de giro del elemento. Este valor representa la relación entre la inercia y el área de la sección del elemento. En el caso de un vástago con sección circular, el radio de giro equivale la cuarta parte del su diámetro.

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d}{4}$$

A partir de este valor se calcula el grado de esbeltez.

$$\lambda = \frac{L_p}{i}$$

La longitud efectiva (L_p) se determina como la longitud real de la barra multiplicada por un factor que depende de las condiciones de borde en esta. En nuestro caso, tenemos que el vástago está empotrado en un extremo y articulado en el otro, por lo que este factor será 0,7. Siendo la longitud del vástago de 500 mm se tiene.

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{0,7 \cdot 500}{(d/4)} = \frac{1400}{d}$$

Existen diversos métodos de cálculo por pandeo, pero en este caso será utilizado el Método de Johnson. Según este método de cálculo, la curva del esfuerzo límite para el pandeo se encuentra definido en dos partes. Una de estas corresponde a la zona de Euler, y aplica para grados de esbeltez mayores a λ_{JE} . Para grados de esbeltez menores a ese valor la curva establece una parábola para la zona no válida de Euler. Según las ecuaciones de Johnson, se puede determinar los valores de λ_{JE} y k como:

$$\lambda_{JE} = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_F}}$$

$$k = \frac{\sigma_F^2}{4\pi^2 E}$$

Un material comúnmente usado para la fabricación de vástagos es C45 (AISI 1045) cromado, por lo que las propiedades del material de este vástago son:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_F = 390 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto, se obtiene lo siguiente:

$$\lambda_{JE} = 103,1$$

$$k = 0,01835$$

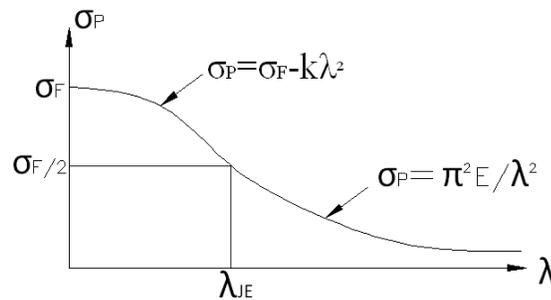


Fig. 2.28. Curva de esfuerzo límite. Método de cálculo por pandeo de Johnson.

Para que el grado de esbeltez sea mayor a λ_{JE} , el diámetro del vástago debería ser menor de 13,6 mm. Como la carga es de 100 tonf, entonces lo anterior es poco probable, por lo que será considerado en primer lugar el cálculo en la zona de pandeo de Euler.

$$\sigma_{LIM} = \sigma_F - k\lambda^2$$

Además, se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{LIM}}{F.S}$$

El factor de seguridad recomendado para el cálculo por pandeo de cilindros hidráulicos varía entre 5 y 8. En nuestro caso se considerara un factor de seguridad de 8. Por lo tanto:

$$\frac{F}{A} = \frac{980 \cdot 10^3 \text{ N}}{\pi \cdot d^2 / 4} \leq \frac{\sigma_{LIM}}{F.S} = \frac{390 - (0,01835) \cdot (1400/d)^2}{8}$$

Resolviendo tenemos que el diámetro del vástago debe ser:

$$d \geq 160\text{mm}$$

Por lo tanto, el diámetro del vástago debe ser 160 mm. Los pistones hidráulicos que tiene ese diámetro de vástago tienen por lo general un diámetro del embolo de 250 mm. Por esto, el cilindro será de tipo $\phi 250 - \phi 160 - 500$.

2.3.3 Bombas Hidráulicas

Las bombas hidráulicas son las encargadas de transformar la energía mecánica del motor en energía hidráulica. Como se observa en el circuito hidráulico, se tienen dos bombas en paralelo acopladas al mismo motor. Una de alto caudal y baja presión para aumentar la velocidad del vástago durante la carrera de aproximación, y la otra de bajo caudal y alta presión para generar la presión de trabajo. En esta parte serán seleccionadas ambas bombas en función a los dos requerimientos principales de este sistema. El primero esta relacionada con la carga máxima de trabajo y la segunda con la velocidad del vástago en la carrera de aproximación. En función a los valores de estos, solicitados en la lista de exigencias, serán seleccionadas ambas bombas.

Selección de la bomba de alto caudal y baja presión

Como se sabe, las bombas entregan solamente caudal y la presión es solo un producto de las restricciones y resistencias en el sistema. Durante la carrera de aproximación, al no encontrarse mayor resistencia, las bombas entregan su máximo caudal. En este punto el vástago alcanza su máxima velocidad. De lo establecido en la lista de exigencias, el vástago debe alcanzar una velocidad máxima de 8,3 mm/s. A partir de esto se puede calcular el caudal de aceite requerido.

$$Q = V_{CH} \cdot A_E = 0,83\text{ cm/s} \times 490,9\text{ cm}^2 = 407,4\text{ cm}^3/\text{s}$$

Por lo general, la velocidad de los motores eléctricos para el movimiento de bombas es de 1710 rpm. Con esto determinamos el valor del desplazamiento de fluido de la bomba como:

$$V_p = \frac{Q}{\text{rpm}} = \frac{407,4 \times 60}{1710} = 14,3\text{ cm}^3/\text{rev}$$

Si bien durante la carrera de aproximación ambas bombas trabajan paralelamente y ambas alimentan al cilindro, la bomba de bajo caudal produce una cantidad despreciable en comparación con la bomba de alto caudal, por lo que todo el caudal debe ser principalmente suministrado por esta última. Siguiendo este parámetro la bomba de alto caudal seleccionada es la bomba de engranajes Polaris PLP 30-27 marca CASAPPA con las siguientes características:

Desplazamiento Teórico (cm ³ /rev.)	Presión Máxima Continua (bar)	Peso aproximado (kg)
26,58	250	11,1

Selección de la bomba de alta presión y bajo caudal

Cuando el fibrocemento comienza a ser compactado, este ofrece resistencia y la presión del sistema empieza a aumentar. Esta etapa se denomina de estancamiento y a partir de este momento, a medida que la presión aumenta, una línea pilotada va abriendo la válvula limitadora de presión de la bomba de alto caudal. Cuando la presión es lo suficientemente alta, la válvula limitadora se abre completamente y todo el caudal que genera esta bomba va al tanque. En ese punto, prácticamente toda potencia del motor energiza a la bomba de alta presión para que genere su presión máxima.

Debido a que en esta etapa el caudal es mínimo, las pérdidas de presión en las válvulas, tuberías, mangueras, acoples y codos es prácticamente despreciable. Asimismo, en el cilindro hidráulico al ser el movimiento del vástago cuasi estático, las pérdidas por fricción interna y externa son mínimas. Entonces se puede calcular la presión necesaria a partir de la siguiente ecuación.

$$P = \frac{F}{A_E} = \frac{980kN}{\left(\pi \cdot 250^2 / 4\right)} = 19,96MPa \approx 200bar = 2900psi$$

Siendo la fuerza de trabajo útil requerida $100 \cdot tonf$ y el diámetro del embolo de 250 mm, se obtiene la presión de alimentación del cilindro debe ser de 200 bar.

Siguiendo este parámetro la bomba de bajo caudal seleccionada es la bomba de engranajes Polaris PLP 10-1 marca CASAPPA con las siguientes características:

Presión Máxima Continua (bar)	Presión Máxima Intermitente (bar)	Desplazamiento Teórico (cm ³ /rev.)	Peso aproximado (kg)
260	280	1,0	1,4

2.3.4 Motor eléctrico

El motor eléctrico es el equipo que suministra energía mecánica a las bombas mediante la transformación de la energía eléctrica. En este caso, el motor esta acoplado a ambas bombas y toda la energía que transforma esta destinada al accionamiento del pistón. Por este motivo, para el cálculo de su potencia, se considerara el caso crítico ideal en el que se requiere mover el caudal y presión máxima.

$$Potencia = \frac{P \cdot Q}{\eta_{sistema}}$$

Dónde:

$\eta_{sistema}$: Eficiencia del sistema. En circuitos hidráulicos se considera de 80 a 90%.

$$Potencia = \frac{19,96 \frac{N}{mm^2} \cdot 638,1 \frac{cm^3}{s}}{0,9} = 14984 \text{Watts} = 15 \text{KW}$$

Por lo tanto, seleccionaremos un motor eléctrico con 15 KW (20HP) de potencia. Cabe notar que el régimen de trabajo del motor se divide en dos etapas. La primera es la carrera de aproximación donde se requiere el caudal máximo de las bombas, pero al no haber carga en esta etapa la presión es baja. La segunda se da durante el prensado, pero en esta etapa el caudal es bajo ya que el pistón casi no se mueve, por lo que solo la presión es alta. Como se observa en ningún caso la presión ni el caudal podrían ser tan grandes como se ha calculado, pero aun así se considera esta potencia ya que nos asegura el suministro de toda la presión y caudal.

2.3.5 Tanque de aceite

Un tanque es el reservorio en el que se encuentra el aceite de suministro para las bombas hidráulicas. Estos reservorios cumplen dos funciones principales.

- Aumentar el tiempo de permanencia del aceite fuera del sistema con la finalidad de disminuir su temperatura, ya que este es calentado por las pérdidas de energía.
- Suministrar de manera permanente aceite a las bombas sin que se formen bolsas de aire que generan cavitación y evitar en lo posible que las partículas contaminantes vuelvan a ingresar al sistema.

Partiendo de estas premisas, se tienen ciertos valores recomendados para determinar el volumen de los tanques, que se puede resumir en la siguiente ecuación:

$$C_{TK} = p \cdot Q$$

Se observa que el caudal medio del sistema (Q) así como el tiempo de permanencia del aceite (p) en el tanque definen volumen del tanque. Los valores recomendados de k se muestran en la siguiente tabla.

p (minutos)	Condición
0,5 – 1	Hidráulica de aviones
1 – 2	Hidráulica de equipos móviles
3 – 5	Instalaciones estacionarias

El valor de k depende mucho también de otras condiciones como la presencia de enfriadores o sistemas de filtrado alternos, etc. En este caso, el sistema, al ser simple, no cuenta con estos accesorios, por lo que se puede considerar como una instalación estacionaria. Por este motivo, se realiza el cálculo del volumen del tanque en función a los valores recomendados.

Siendo:

$$Q = 36,8 L/min$$

Se tiene que el volumen del tanque en litros debe ser:

$$110,4 < C_{TK} < 184$$

Por lo tanto se decide que el volumen del tanque sea 160 litros.

2.3.6 Selección de Válvulas

En el sistema se cuenta con tres tipos de válvulas. Estas son la válvula de distribución que es la que dirige el fluido y que permite el control del cilindro hidráulico, la válvula check o antiretorno, que es una válvula de seguridad para evitar que exista un flujo de retorno a la bomba que pueda dañarla, y la válvula limitadora de presión que permite regular la presión de salida de la bomba. Estas válvulas están sometidas a condiciones diferentes dependiendo de su ubicación pero para estandarizarlas en el circuito hidráulico se utilizarán las mismas condiciones para seleccionarlas. En este caso, se consideran las condiciones más críticas de presión (200 bar) y de caudal (38,3 litros/minuto).

Por lo tanto, haciendo uso de los catálogos de fabricantes se seleccionan las siguientes válvulas:

- Válvula distribuidora 4/3 accionada con solenoides:

Modelo	Marca	Presión máxima nominal	Caudal máximo
FT5-ES-4C	Tognella	320 bar	120 litros/min

- Válvula limitadora de presión (Bomba PLP 10-1):

Modelo	Marca	Presión máxima de operación	Capacidad	Fuga máxima
RDBA-LBN	SunHydraulics	350 bar	45 litros/min	0,7 cc/min

- Válvula limitadora de presión pilotada (Bomba PLP 30-27)

Modelo	Marca	Máxima presión de operación	Máxima presión de pilotaje	Capacidad	Ratio de pilotaje
MBEB-LHN	SunHydraulics	350 bar	260 bar	120 litros/min	1:5:1

- Válvula check o antiretorno:

Modelo	Marca	Presión máxima de operación	Capacidad	Fuga máxima
CXBA-XCN	SunHydraulics	350 bar	40 litros/min	0,07 cc/min

2.3.7 Selección de Filtros

Los filtros son importantes dentro de todo sistema hidráulico ya que estos permiten controlar el nivel de contaminación dentro de este. Como se observa en el sistema hidráulico se tienen dos filtros de succión, uno de retorno y uno de llenado.

Los filtros en general se seleccionan en función a dos parámetros. Estos son el grado de filtración y la caída de presión en el filtro. Siguiendo la guía de selección de filtros de IKRON, se encuentra que para un sistema hidráulico con bombas de engranajes y un cilindro hidráulico a un nivel de presión superior a los 210 bares el grado de filtración requerido es el siguiente:

ISO 21/19/16

Este código hace referencia a la cantidad de partículas mayores a 4, 6 y 16 μm admisibles que pueden estar contenidas en el aceite hidráulico.

Para alcanzar este grado de filtración el manual recomienda utilizar un elemento filtrante hecho de bronce fosforoso con un porcentaje de eficiencia de 98,7%.

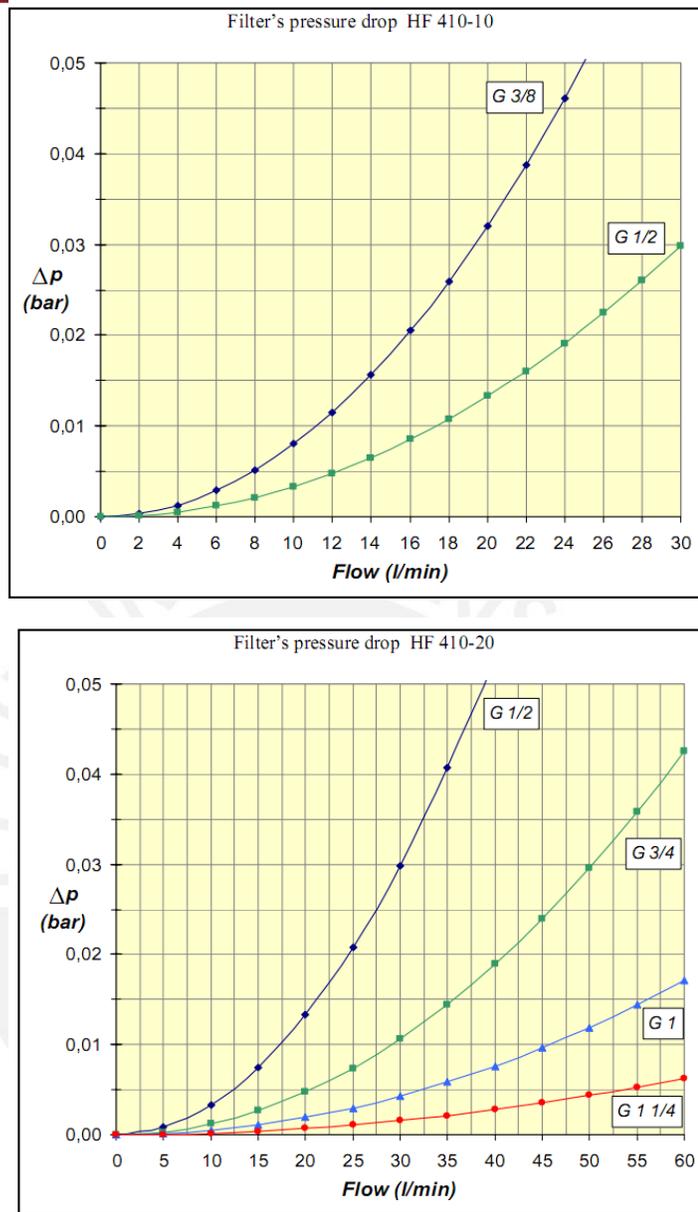


Fig. 2.29 Graficas de caída de presión de filtros HF410. 23.

Fuente: IKRON SRL. *Filter Selection Guide*

En el caso de los filtros de succión, con lo considerado anteriormente se tiene la serie de filtros HF410. En este tipo de filtros, así como en la mayoría de filtros de succión, la caída de presión no debe superar los 0,02 bar. Como se puede observar en la figura 2.29, la caída de presión depende directamente del caudal. Por este motivo los filtros de succión de cada bomba son diferentes. Según lo mostrado en las graficas anteriores y el catalogo del fabricante sobre esta clase de filtros se seleccionan los siguientes filtros.

- Filtro de succión de bomba PLP 10-1

Modelo	Marca	Tipo de Acople	Rango Caudal	Grado de Filtración	Temperatura de Operación
HF410-10.060	Ikron	G 3/8	10-300 litros/min	60-125 μm	-30 a +90 °C

- Filtro de succión de bomba PLP 30-27

Modelo	Marca	Tipo de Acople	Rango Caudal	Grado de Filtración	Temperatura de Operación
HF410-20.122	Ikron	G 3/4	10-300 litros/min	60-125 μm	-30 a +90 °C

Según la guía la caída de presión para filtros de retorno no debe superar los 0,2 bar. Debido a que el suministro no lo permite, se debe seleccionar un filtro marca HYDAC equivalente. Por lo tanto, siguiendo estos parámetros se selecciona el siguiente filtro de retorno.

Modelo	Marca	Factor K
0165 R10 BN4HC	Hydac	0,245 psi/gpm

Considerando el flujo máximo de ambas bombas para este filtro se determina la caída de presión con el factor K. Elaborando el calculo se encuentra que la caída de presión es 0,18 bar.

En el caso del filtro de llenado, esta es seleccionada principalmente en función a las dimensiones del tanque y el grado de filtración del aire, por lo que se selecciona el siguiente filtro.

Modelo	Marca	Grado de Filtración de aire	Temperatura de Operación
HB70-A8-L	Ikron	10 μm	-30 a +90 °C

2.4 Cálculo sismo resistente

En este capítulo se aborda el análisis y cálculo de las cargas que afectarán a la estructura de la prensa ante un evento sísmico. Asimismo, se realiza la verificación de la estructura de la prensa ante tales cargas y el factor de seguridad de trabajo.

De acuerdo al “Reglamento Nacional de Edificaciones, 2010” se tienen principalmente dos formas de cálculo en estructuras sismo-resistentes. La primera se basa en el cálculo por resistencia de la estructura debido a las cargas generadas por el sismo y la segunda esta relacionada con la estabilidad de esta, es decir, su resistencia al volteo.

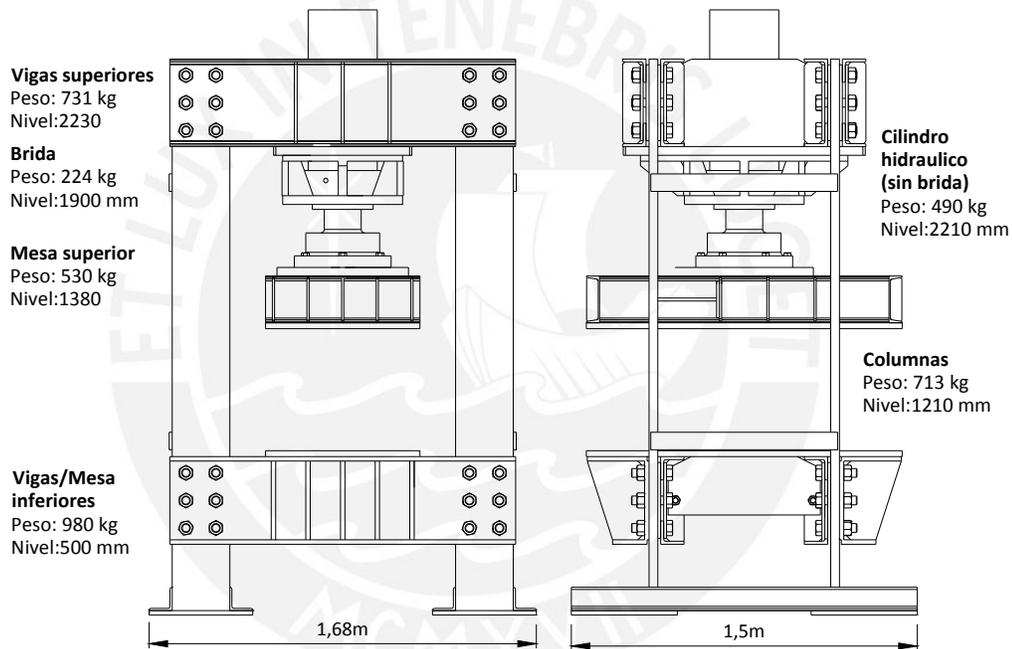


Fig. 2.30. Niveles y pesos de la estructura de la prensa.

Respecto al cálculo por resistencia en un sismo se sabe que las cargas se transmiten a la estructura a través del suelo. Debido a que en el caso de la estructura de la prensa todas sus cargas son internas esta funciona en sí como un peso muerto para el suelo. Si bien la estructura está anclada al suelo, el juego existente en los alojamientos de los anclajes evitaría que la carga se transmita completamente a la estructura. Asimismo, según la bibliografía, las cargas sísmicas representan solo un porcentaje del peso de la estructura (aprox. 3,5 toneladas) y por lo tanto son prácticamente despreciables en esta estructura diseñada para una carga de trabajo mucho mayor.

Por este motivo se concluye que el cálculo de la estructura por resistencia a las cargas sísmicas es innecesario.

La segunda forma de cálculo esta relacionada con la estabilidad de la estructura. En este aspecto se debe considerar el caso más crítico que se daría si la estructura no estuviera anclada al suelo y por ende, tuviera que soportar por si sola un sismo sin voltearse y con que factor de seguridad. Según el procedimiento de cálculo debemos definir en primer lugar los niveles y pesos de cada nivel. En la figura 2.30 se muestra el esquema con esta información.

De acuerdo con el dimensionamiento de la estructura tenemos los siguientes valores aproximados:

It.	Descripción	Peso (kg)	Altura (m)
1	Vigas inferiores y mesa inferior	980	0.5
2	Columnas	713	1.21
3	Mesa Superior	530	1.38
4	Brida	224	1.9
5	Cilindro hidráulico s/brida	490	2.210
6	Vigas superiores y soporte superior	731	2.23

Ya que el cálculo de la estabilidad se esta realizando considerando a la estructura como una edificación o un pórtico, se debe distribuir los pesos de la estructura por niveles. En este sentido, del diseño de la estructura se pueden definir 2 niveles. El nivel de las vigas inferiores y mesa inferior y el nivel de las vigas superiores y soporte superior. Para considerar el caso mas critico de volteo se trasladaran las cargas de los componentes que están en niveles intermedios al nivel de las vigas superiores. En el caso de las columnas se distribuirán equitativamente los pesos a cada nivel por estar estas a una altura intermedia.

Finalmente se definen para el cálculo los siguientes niveles y pesos.

Nivel	Descripción	Pi (kg)	hi (m)
1	Elementos inferiores	1336.5	0.5
2	Elementos superiores	2331.5	2.23

Habiéndose definido los niveles y pesos de la estructura procedemos al cálculo del periodo fundamental (T). El periodo fundamental se puede definir como el tiempo que se demora en completarse un ciclo y depende de la masa y la rigidez de la estructura. La siguiente expresión muestra una forma sencilla de cálculo como parte de este procedimiento.

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{\left(\sum_{i=1}^n P_i \cdot D_i^2 \right)}{\left(g \cdot \sum_{i=1}^n F_i \cdot D_i \right)}}$$

Donde:

D_i : Desplazamiento elástico lateral del nivel “i” respecto al suelo.

P_i : Peso del nivel “i”

F_i : Fuerza sísmica cortante en el nivel “i”

Asimismo, según el procedimiento se puede calcular la fuerza sísmica cortante en cada nivel con la siguiente ecuación:

$$F_i = \frac{P_i \cdot h_i}{\sum_{j=1}^n P_j \cdot h_j} \cdot V$$

Donde:

V: Fuerza cortante en la base.

De la misma manera se puede calcular la fuerza cortante en la base como:

$$V = \frac{Z \cdot U \cdot C \cdot S}{R} \cdot P ; C/R \geq 0,125$$

Donde:

Z: Factor de zona. Para el caso más crítico se considera que la instalación se encuentra en la costa y por lo tanto en la zona 3. Para esta zona el valor de Z es 0,4.

U: Coeficiente de uso e importancia. En el caso de esta estructura puede considerarse como una edificación común por lo que el factor U sería igual a 1.

S: Factor de amplificación del suelo. Este factor se define en función a las condiciones geotécnicas de la zona. Para el caso de suelos intermedios se tiene que el factor S es igual a 1,2. Adicionalmente se tiene que el periodo fundamental del suelo para este caso es 0,6 segundos.

C : Factor de amplificación sísmica. Según la característica del suelo se calcula

$$\text{como: } C = 2,5 \cdot \left(\frac{T_p}{T} \right)$$

R : Coeficiente de reducción. Según el material usado y el sistema estructural se define este coeficiente. En el caso de pórticos dúctiles con uniones resistentes a momentos y fabricación en acero se puede considerar R igual a 9,5.

Para el cálculo de la estabilidad debemos considerar adicionalmente a la fuerza en cada nivel F_i , el momento accidental denominado Mt_i y que se calcula con la siguiente ecuación.

$$Mt_i = \pm F_i \cdot e_i$$

Donde:

e_i : Excentricidad accidental y se considera como 0,05 veces la dimensión del edificio en la dirección perpendicular a F_i

Como observamos de las ecuaciones, el periodo fundamental T depende de la fuerza en cada nivel F_i , el cual depende de la fuerza cortante en la base V y este a su vez de T . Por lo tanto para el calculo de todos los valores se debe realizar el calculo iterativo, considerando un valor del periodo fundamenta y luego verificando mediante el calculo.

Para esto se desarrolla la siguiente tabla de cálculo y el respectivo DCL.

Tabla 2.2 Calculo y Verificación de Estabilidad									
Periodo Fundamental estimado (T): 0.85025									
Nivel "i"	Pi (kg)	hi (m)	Di (m)	Pi x hi	Fi (kg)	Pi x Di^2	Fi x Di	Mti	Mfi
1	1336.5	0.5	0.005	668	37.2	0.033	0.186	0.93	18.62
2	2331.5	2.23	0.0223	5199	289.7	1.159	6.461	32.30	646.08
Suma:	3668			5867		1.193	6.647	33.23	664.70
								ΣM:	697.9
Coeficientes:									
Z	U	C	S	R	Es C/R >0,125 ?				
0.4	1	1.764187	1.2	9.5	0.1857	OK			
<u>Fuerza cortante en la base :</u>					<u>Periodo Fundamental calculado:</u>				
V= 327					T= 0.850253				

Con la tabla de cálculo obtenemos mediante iteración el valor del periodo fundamental con un grado de error menor al 0,0005%.

A partir de lo calculado se pueden definir dos casos en los que se puede voltear la estructura a partir de las fuerzas generadas. En la figura 2.31 se muestran ambos casos.

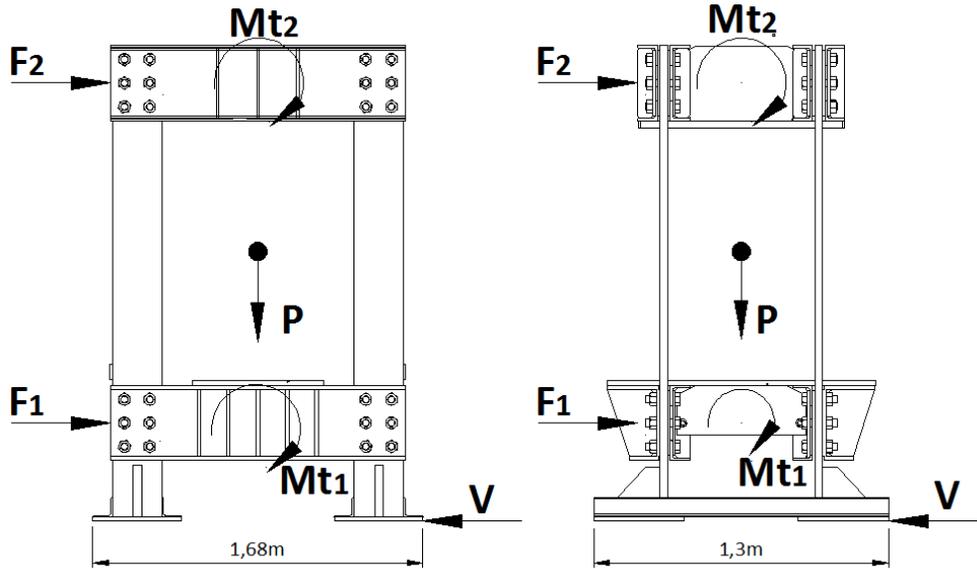


Fig. 2.31. Esquema de fuerzas y momentos generados sobre la estructura en un sismo.

De los dos casos, el más crítico es el de la derecha, ya que la base tiene una dimensión menor. Por lo tanto para este caso se calcula el factor de seguridad al volteo de la siguiente manera.

$$F.S_{Volteo} = \frac{P \cdot (1,3 / 2)}{M_{total}}$$

El momento total, M_{total} , se determina a partir de la suma de los momentos accidentales en cada nivel más los generados por las fuerzas verticales. El valor de este momento total se puede observar en la tabla de cálculo anterior y es igual a 698 $kgf \cdot m$. Luego, se tiene que:

$$F.S_{Volteo} = 3,42$$

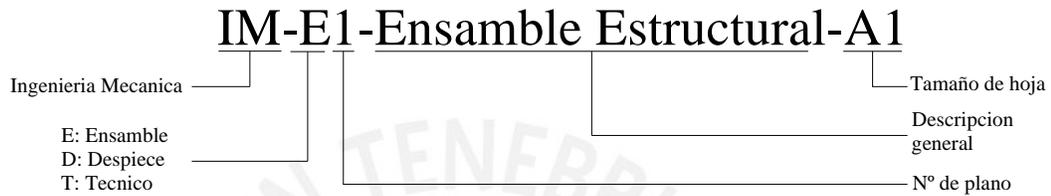
De acuerdo con el procedimiento el factor de seguridad mínimo de volteo es de 1,5 por lo que se puede asegurar que la prensa hidráulica es estable y sismo resistente.

Capítulo 3

Planos y Especificaciones

En el presente capítulo presentaremos la relación de planos de ensamble y despiece de la estructura, así como las especificaciones de la prensa.

La designación de los planos será como sigue:

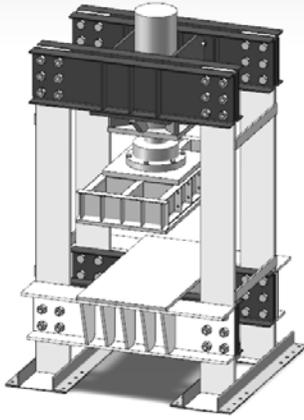


3.1 Planos

La relación de planos es el siguiente:

Ítem	N° de Plano	Descripción del plano	Tamaño hoja	Tipo
1	IM-E1	Ensamble General	A1	Ensamble
2	IM-E2	Ensamble Estructural	A2	Ensamble
3	IM-D1	Conjunto soldado de 02 columnas	A3	Despiece
4	IM-D2	Viga soldada en C tipo I	A3	Despiece
5	IM-D3	Viga soldada en C tipo II	A3	Despiece
6	IM-D4	Soporte Superior	A3	Despiece
7	IM-D5	Mesa de trabajo inferior	A3	Despiece
8	IM-D6	Brida del cilindro hidráulico	A3	Despiece
9	IM-D7	Mesa superior móvil	A2	Despiece
10	IM-D8	Corredera móvil de guía	A4	Despiece
11	IM-D9	Varilla guía	A4	Despiece
12	IM-D10	Soporte fijo de varilla guía	A4	Despiece
14	IM-T1	Plano Hidráulico	A3	Técnico

3.2 Pliego de especificaciones de la prensa hidráulica

<p>Diseño Estructural</p>		<p>Dimensiones generales</p> <p>Largo: 1500 mm Ancho: 1700 mm Alto: 2700 mm Peso: 3,6 toneladas métricas</p> <p>Dimensiones de la mesa de trabajo</p> <p>Largo: 1370 mm Ancho: 670 mm Carrera disponible: 550 mm Deflexión máxima: 0,3 mm (con carga nominal)</p> <p>Diseño Sismo-resistente</p> <p>Factor de seguridad: 3.94</p>
<p>Unidad de Presión Hidráulica</p>		<p>Dimensiones generales (incluido motor)</p> <p>Largo: 500 mm Ancho: 500 mm Alto: 1300 mm</p> <p>Bombas Hidráulicas</p> <p>Caudal máximo: 50 L/min Presión de trabajo: 200 bar Presión máxima: 240 bar</p> <p>Cilindro Hidráulico</p> <p>Carga de trabajo: 100 Tonf (a presión de trabajo nominal)</p> <p>Tanque Hidráulico</p> <p>Capacidad: 160 L</p> <p>Motor eléctrico</p> <p>Potencia máxima: 20 HP (15 KW) Velocidad nominal: 1710 rpm Tensión / Frecuencia de trabajo: 380 V / 60 Hz</p>

Capítulo 4

Costos de Fabricación

El presente capítulo está destinado al análisis de los aspectos relacionados con la implementación de la prensa hidráulica, por lo cual en las siguientes líneas se realizara una breve descripción de los costos, tiempos y recursos requeridos para la fabricación del equipo.

4.1 Plan de trabajo para la fabricación de la prensa hidráulica

A partir del diseño realizado en un capítulo anterior se puede definir el plan de trabajo para la fabricación de la prensa. Para esto puede dividir el plan en tres etapas, fabricación de la estructura, montaje del sistema hidráulico y puesta a punto. En la figura 4.1 se muestran las actividades específicas para cada una de estas etapas y los tiempos estimados considerando una cantidad definida de recursos y equipos.

It.	Actividad General	Actividad Especifica	Recursos	Equipos	Dias															
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
1	Fabricacion de estructura	Habilitar materiales	2 Ayudantes	Camion Grua	■															
2		Corte de planchas	2 Tomeros	Eq. Oxicorte	■	■														
3		Mecanizado de superficies de referencia	2 Tomeros	Cepilladora			■	■												
4		Fabricacion de mesa superior	2 Tomeros	Eq. Soldeo				■	■											
5		Pre-Armado de Estructura	2 Tomeros	Eq. Soldeo				■	■	■										
6		Soldeo de vigas	2 Soldadores	Eq. Soldeo					■	■										
7		Soldeo de soportes y otros	2 Soldadores	Eq. Soldeo						■	■									
8		Mecanizado de alojamientos para tornillos	2 Soldadores	Taladro										■						
9		Arenado y pintado	2 Ayudante	Eq. Arenado											■					
10	Montaje del sistema hidraulico	Habilitar componentes hidraulicos	2 Mecanicos	Camion Grua										■						
11		Montaje de cilindro hidraulico	2 Mecanicos	Camion Grua										■						
12		Montaje de mesa superior	2 Mecanicos	Camion Grua										■						
13		Montaje de lineas hidraulicas	2 Mecanicos												■					
14	Llenado de aceite hidraulico	2 Mecanicos												■						
15	Puesta a Punto	Realizar conexiones electricas	1 Electricista																■	
16		Arranque del equipo	1 Mecanico																■	
17		Verificacion de fallas	1 Mecanico																■	
18		Regulacion de valvulas limitadoras de presion	1 Mecanico																■	
19	Montaje y regulacion de guias	1 Mecanico																	■	

Fig. 4.1 Plan de trabajo para la fabricación de la prensa hidráulica

A partir de plan de trabajo se puede desarrollar un presupuesto para la fabricación de la prensa hidráulica por lo que a continuación se tratara este punto.

4.2 Costos de fabricación de la prensa hidráulica

Para calcular el costo de fabricación es conveniente dividir la prensa y sus costos en dos partes principales, la estructura metálica y el sistema hidráulico. La fabricación de la estructura se puede realizar a partir de procedimientos de corte, armado y soldeo de planchas de acero estructural.

Para esto se debe definir en primer lugar los materiales a utilizar. En la tabla siguiente se muestran los materiales necesarios para fabricar cada pieza de la estructura.

Tabla N° 4.1 Lista de materiales requeridos por elemento de la estructura

Elemento de la estructura	Cantidad de elementos	Materiales requeridos por cada elemento
Viga C soldada	6	Perfil L 4"x4"x3m ASTM A36
		2 Pl. 1/2"x1500x330m ASTM A36
		Platina 1/2"x3"x 1500
Viga Angular soldada	2	Pl. 3/4"x1500x 800 ASTM A36
		Pl. 3/4"x 350x 1100 ASTM A36
Columnas	4	Pl. 1 1/2" x2400x250 ASTM A36
Soporte Superior	1	Pl. 1 1/2" x 600 x 1050 ASTM A36
		2 Pl. 1"x 380 x 660 ASTM A36
Mesa inferior	1	Pl. 1" x 670 x 1370 ASTM A36
		4 Pl. 3/4" x 660 x 254 ASTM A36
Base para columnas	2	Perfil L 4"x4"x3m ASTM A36
		2 Pl. 3/4" x 450x460 ASTM A36
Brida del cilindro hidráulico	1	Pl. 1 1/2" x 520 x 850 AISI 1045
		Pl. 1" x 520 x 900 AISI 1045
Mesa superior	1	Canal C 8"x 18.75lb/piex3900
		Pl. 1"x1370x670 ASTM A36
		Pl. 2" x 8" x 1250 ASTM A36
		Pl. 1 1/2" x 600 x 570 ASTM A36
		Pl. 1" x 8" x 980 ASTM A36
		Platina 1/2"x2"x 3120

A partir de los materiales requeridos por cada pieza se puede realizar el metraje de las planchas de similar característica y obtener los materiales necesarios para fabricar la estructura. De acuerdo con esta información se obtiene que el costo de estos materiales asciende a los 21690 nuevos soles. Asimismo, para el montaje de la prensa se requieren uniones atornilladas. A continuación se detalla la lista de tornillos y tuercas requeridos.

Tabla N° 4.2 Lista de pernos de unión para la estructura

Descripción	Cantidad
Tornillo hexagonal 1 1/2"x 6" SAEJ429 Grado8	48
Tuerca hexagonal 1 1/2"	48
Tornillo hexagonal 1"x 2 1/2" SAEJ429 Grado8	16
Tuerca hexagonal 1 "	16
Tornillo hexagonal M30x100 Calidad 8.8	4
Tuerca hexagonal M30 Calidad 8	4
Tornillo hexagonal M16x100 Calidad 8.8	8
Tuerca hexagonal M16 Calidad 8	8

El costo de estos elementos de unión asciende a los 4475 nuevos soles, que sumado al costo de planchas y perfiles resulta en un costo total de 26165 nuevos soles por concepto de materiales para la fabricación de la estructura.

Respecto a los componentes del sistema hidráulico, estos se pueden dividir principalmente en dos partes, el pistón hidráulico y la unidad de presión. Esta última está compuesta por las bombas, válvulas, filtros, y demás componentes según se ha mostrado en el diseño. En la siguiente tabla se muestran los costos relacionados con estas partes.

Tabla N° 4.3 Costo de los componentes hidráulicos

	Descripción de componentes	Precio total (Nuevos Soles)
Pistón Hidráulico	Cilindro hidráulico doble efecto Diámetro embolo / vástago : 250 / 160 mm Carrera: 500mm Material vástago: C45 cromado Presión máxima: 230 bar	23113
Unidad de Presión	Bomba de engranajes Cassapa PLP 10.1 Bomba de engranajes Cassapa PLP 30.27 Motor 20 hp Válvula de distribución pilotada 4/3 Válvula limitadora de presión 105 bar Válvula limitadora de presión 315 bar Tanque de 160 litros Filtros, manómetros y otros accesorios Tablero eléctrico	15190
TOTAL:		38303

De acuerdo con el plan de trabajo se puede realizar el costeo de la mano de obra requerida para la fabricación, montaje y puesta a punto del equipo. A continuación se muestra el detalle de estos costos.

Tabla N° 4.4 Costos de MOV y Equipos para la fabricación de la estructura

		Cant.	Días	Costo Diario (S/.)	Costo total (S/.)
Mano de Obra Vestida	Mecánico Tornero	1	8	100	800
	Soldador	1	3	150	450
	Ayudantes	2	12	50	1200
Equipos Alquilado s	Camión Grúa	1	1	250	250
	Cepilladora	1	1	250	250
	Eq. de Oxicorte	1	5	80	400
	Eq. de Soldadura	1	5	120	600
	Taladro	1	1	120	120
Suma:					4070

Tabla N° 4.5 Costos de MOV y Equipos para montaje y puesta a punto

		Cant.	Días	Costo Diario	Costo total*
Mano de Obra Vestida	Mecánico	1	4	100	400
	Electricista	1	1	100	100
	Ayudantes	1	4	50	200
Equipos	Camión Grúa	1	2	250	500
Suma:					1200

* Los costos están establecidos en Nuevos Soles.

A partir de estos valores se puede calcular el costo total de la fabricación de la prensa.

Tabla N° 4.6 Costo total de fabricación de la prensa hidráulica

		Costo	Total
Fabricación de estructura	Materiales	26165	30235
	MOV y Equipos	4070	
Montaje de sistema hidráulico y puesta a punto	Sistema Hidráulico	38303	39503
	MOV y Equipos	1200	
Suma:			69738

Como se observa el costo total de la prensa alcanza los 69,738.00 Nuevos Soles. Este costo de fabricación es un valor referencial y puede variar en función a varios factores como el precio de los metales, el tipo de cambio, impuestos y aranceles, costo de vida y sueldo básico. Asimismo, cabe resaltar que en el costo de esta prensa no están considerados los costos de diseño.

4.3 Fotos de la fabricación de la prensa hidráulica

A continuación se muestran algunas fotos de la fabricación de la prensa hidráulica:



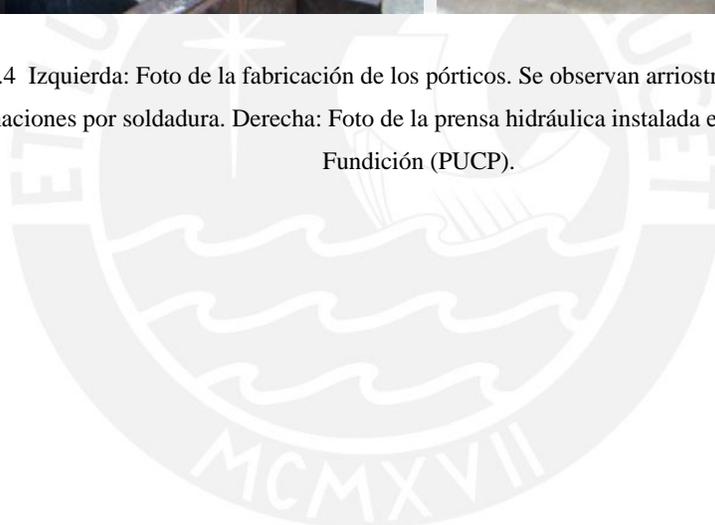
Fig. 4.2 Foto de la fabricación de las vigas superiores y el soporte superior.



Fig. 4.3 Izquierda: Foto de la brida del cilindro hidráulico fabricada. Derecha: Foto de la mesa superior en fabricación.



Fig. 4.4 Izquierda: Foto de la fabricación de los pórticos. Se observan arriostres para reducir las deformaciones por soldadura. Derecha: Foto de la prensa hidráulica instalada en el Laboratorio de Fundición (PUCP).



Conclusiones

1. Se ha diseñado una prensa hidráulica adecuada para la fabricación de calaminas de fibrocemento según las normas NTP-ISO 9933, cuyas especificaciones principales son: 100 toneladas de capacidad; 550 mm de carrera disponible; dimensiones generales de 1500 x 1700 x 2700 mm; mesa de trabajo de 1370 x 670 mm y 0,3 mm de deflexión máxima (con carga nominal); unidad de presión de 200 bar nominal, 240 bar máximo y 50 litros/min de caudal máximo; motor eléctrico de 15 KW (20 HP) y 1710 rpm.
2. Se ha logrado obtener una rigidez elevada de la estructura de la prensa mediante un adecuado diseño y cálculo de pórticos utilizando vigas, columnas y uniones atornilladas. Asimismo, el uso de un sistema cerrado en la mesa superior y refuerzos en la mesa inferior ha permitido que la calidad de las calaminas se mantenga dentro de la tolerancia establecida: 0,6 mm de diferencia en entre el espesor del centro y el de los extremos.
3. Mediante la utilización del método de Cross se han podido analizar muchas configuraciones de la estructura de manera sencilla y precisa, lo cual ha permitido obtener un diseño que cumple con las exigencias de costo y rigidez. Esto ha sido posible debido a que el método de Cross utiliza operaciones matemáticas sencillas que pueden ser introducidas en hojas de cálculo como se ha realizado en este caso.
4. El uso de un sistema hidráulico para generar la fuerza de prensado ha sido muy conveniente ya que brinda muchas facilidades para el control de la fuerza y tiempo de prensado. Asimismo, mediante el uso de una configuración compuesta por dos bombas con aplicaciones específicas se ha logrado que el sistema sea más eficiente y económico, que si se hubiera utilizado una sola bomba.
5. El costo total de fabricación de la prensa hidráulica se estima en S/. 69,738.00 nuevos soles, el cual está dividido en S/. 30,235.00 para la fabricación de la estructura y S/. 39,503.00 para el sistema hidráulico, montaje y puesta a punto. El costo de la estructura está relacionado directamente con su peso que es de 3,6 toneladas aproximadamente. En el sistema hidráulico el mayor costo

es del cilindro hidráulico (S/. 23,113.00) debido a la alta carga que debe soportar y además la longitud de su vástago.

6. Se han logrado cumplir con las exigencias mecánicas solicitadas y se ha podido fabricar este equipo a un bajo costo y con materiales locales, cumpliendo de esta manera otro de los objetivos planteados en un principio. Referencialmente cabe mencionar que en el mercado existen algunas prensas hidráulicas de características similares a la diseñada pero con un mayor costo cercano al doble.



Recomendaciones

1. En el diseño de las uniones atornilladas entre vigas y columnas se considero un juego mínimo entre los agujeros y los tornillos. Aun así, debido a la gran carga que soportan estas uniones, es recomendable que el juego fuera nulo y por el contrario que hubiera cierto ajuste. Esto debido a que por la diferencia de diámetros se podría generar una sobrecarga superficial tanto en los alojamientos como en los tornillos.
2. En caso sea diseñado cualquier equipo dentro de una sísmica, es recomendable realizar siempre el calculo sismo resistente para evitar cualquier tipo de falla catastrófica, sea por la resistencia del equipo o por su estabilidad. En este documento se comprobó que la prensa es sismo resistente, pero si hubiera sido lo contrario, habría sido necesario cambiar el diseño o reforzar las bases.
3. Dentro de la lista de exigencias se especifico que la estructura debía ser desmontable en todas sus partes principales para que pudiera ser transportable. Aun así, por las dimensiones y peso de la prensa, talvez hubiera sido conveniente que fuera fabricada en una sola pieza soldada. Es conveniente que se analice esto para futuros trabajos ya que de esa manera talvez se hubiera reducido un poco el peso de la estructura y hubiera abierto una nueva posibilidad a la prensa para trabajar como una maquina de tracción.
4. Si bien en los planos de fabricación de la estructura de la prensa se especifican tolerancias para las uniones de cada elemento, durante la fabricación, el proceso es diferente. Para evitar errores posteriores en el montaje es preferible que cada elemento sea soldado a la estructura (solo puntos de soldadura) luego de haber sido alineados. Posterior a esto se maquinan los alojamientos para los pernos y otros elementos de unión. Esto evita que se produzcan problemas de perpendicularidad debido a alojamientos mal maquinados.
5. Es importante que en el diseño se tenga siempre en cuenta que en todo proceso de soldadura se generan deformaciones que pueden ser mínimas pero

dependiendo de las dimensiones pueden ser de varios milímetros. Por ejemplo, durante la fabricación se encontró que debido a estas deformaciones la mesa inferior no era completamente plana, por lo que se vio la necesidad de maquinar esta mesa. Hay algunas técnicas para minimizar estos efectos como arriostrar o reforzar las piezas antes del soldeo o precalentar las zonas de unión. Aun así, siempre se van a generar este tipo de deformaciones que son inherentes al proceso de soldadura.

6. Durante el proceso de fabricación de la estructura de la prensa se encontraron algunos problemas de diseño. De estos, el más crítico fue respecto a la falta de disponibilidad en el país de canales C15"x33.9 para la fabricación de las vigas, por lo que en ese momento se tuvo que rediseñar estas vigas, haciendo uso de planchas y ángulos como se muestra en el segundo capítulo. Estas modificaciones generaron solo algunos cambios sutiles en la estructura, pero aun así, se quiso presentar la problemática en este documento para resaltar la importancia de tomar en cuenta siempre la disponibilidad de materiales.
7. En julio del 2009 se culminó la fabricación e instalación de la prensa hidráulica dentro de uno de los laboratorios de la Sección Ingeniería Mecánica de la PUCP y, desde entonces, se le viene utilizando en diversos proyectos de investigación como el de la fabricación de calaminas.

Bibliografía

1. Mateo Ramos, Mariangela. (2008). *Estudio del refuerzo con fibra de sisal del material compuesto de cemento, papel reciclado y quitosano para la fabricación de calaminas y paneles utilizados en la construcción de viviendas económicas*. Lima: Autor.
2. Fuentes Rojas, Carlos Aníbal. (2006). *Estudio de materiales compuestos de cemento, papel reciclado y quitosano para la fabricación de calaminas y paneles utilizados en la construcción de viviendas económicas*. Lima: Autor.
3. INDECOPI. (1997). *NTP ISO 9933 1997: Productos de cemento con fibra de refuerzo. Planchas corrugadas longitudinalmente o de sección asimétrica y sus accesorios para coberturas y revestimientos* (1ra ed.). Perú: INDECOPI.
4. Barriga Gamarra, Benjamín. (1986). *Elementos básicos de oleohidráulica*. Lima: PUCP. Facultad de Ciencias e Ingeniería.
5. Barriga Gamarra, Benjamín. (1985). *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica*. Lima: PUCP. Facultad de Ciencias e Ingeniería.
6. Mott, Robert L. (2009). *Resistencia de materiales*. México, D.F.: Pearson.
7. Mott, Robert L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México, D.F.: Pearson.
8. Prenzlów, C. (1981). *Cálculo de estructuras por el método de Cross*. México: G. Gili.
9. Charon, Pierre. (1962). *El método de Cross y el cálculo práctico de las construcciones hiperestáticas: teoría y aplicaciones*. Madrid: Aguilar.
10. Rodríguez-Avial Azcúnaga, F. (1972). *Estructuras metálicas rígidas*. Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales.
11. Blodgett, Omer W. (1966). *Design of welded structures*. Cleveland, OH: James F. Lincoln Arc Welding Foundation.
12. Blodgett, Omer W. (1965). *Design of weldments*. Cleveland, OH: James F. Lincoln Arc Welding Foundation.
13. Decker, Karl-Heinz. (1980). *Elementos de máquinas*. Bilbao: Urmo.
14. Decker, Karl-Heinz. (1982). *Problemas de elementos de máquinas*. Bilbao: Urmo.
15. Perú. Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento. (2010). *Reglamento nacional de edificaciones (edición actualizada - Junio 2010)*. Lima: Macro.

16. Bachiller Soler, Alfonso. (2009). *Circuitos trifásicos: problemas resueltos*. Madrid: Díaz de Santos.
17. Edminister, Joseph A. (1997). *Circuitos eléctricos*. Madrid: McGraw-Hill.
18. Díez de la Cortina León, Antonio. (2009). *Manual de oleohidráulica*. México: Alfaomega.
19. Jimenez de Cisneros, Luis Maria. (1975). *Manual de oleohidráulica*. Barcelona: Blume.
20. Beer, Ferdinand Pierre. (2010). *Mecánica de materiales (5ta ed.)*. México, D.F.: McGraw-Hill.
21. Hibbeler, R.C. (2011). *Mecánica de materiales (8va ed.)*. México: Prentice Hall.
22. Bickford, John H. (2003). *Chapter 22: Bolted and Riveted Joints (1ra ed.)*.
23. IKRON SRL. (sin fecha) *Filter Selection Guide*, Italy: Via C. Prampolini.
24. HILTI. (2012) *Anchor Fastening Technology Manual*.